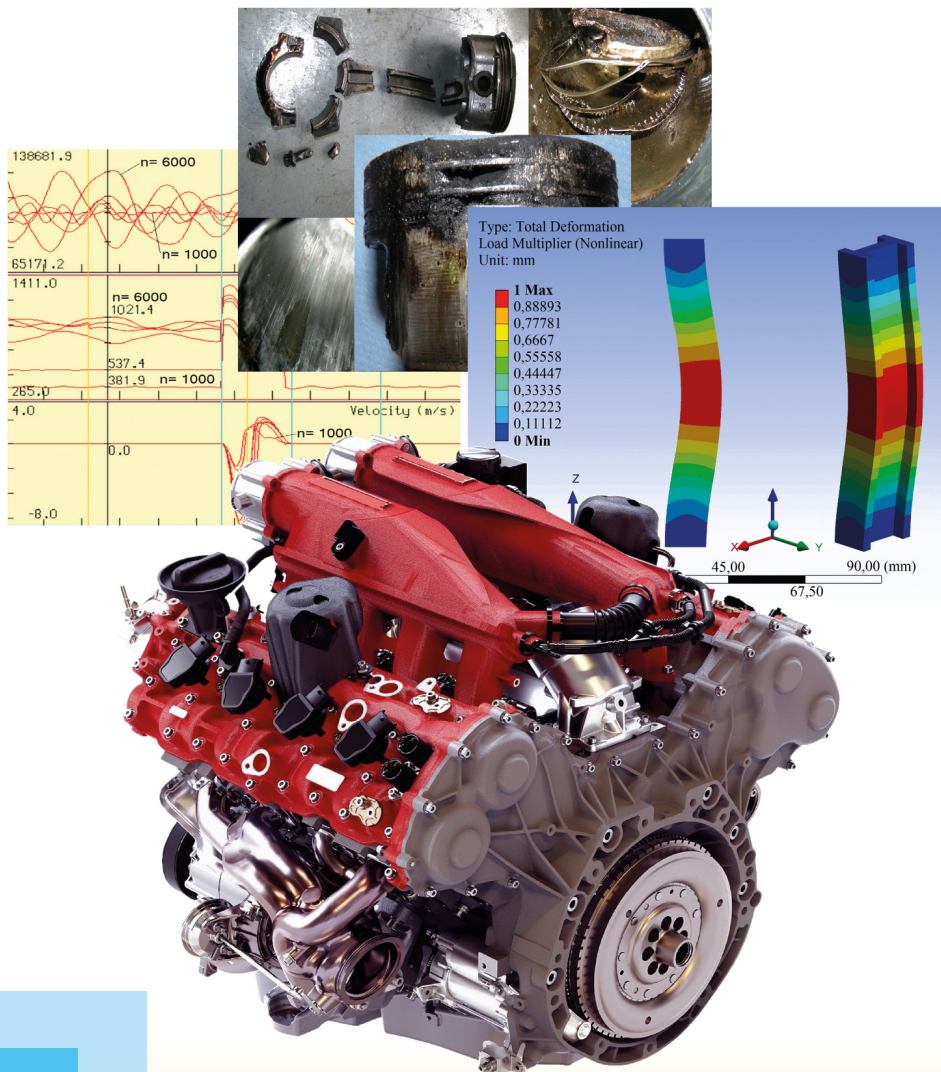


О. Е. ХРУЛЁВ, О. В. САРАЄВ, І. Ю. САРАЄВА

# МЕТОДИ МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ В ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ



**О.Е. Хрулев, О.В. Сарасв, І.Ю. Сараєва**

**Методи моделювання пошкоджень  
в двигунах внутрішнього згоряння  
транспортних засобів**

Київ

2024

УДК 621.432

ISBN 978-966-479-131-8

X95

Монографія схвалена до публікації Вченою радою Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (Дозвіл № 66/24/4.16 від 31 травня 2024 року)

Рецензенти:

Кашканов Андрій Альбертович, доктор технічних наук, професор кафедри «автомобілів та транспортного менеджменту», Вінницький національний технічний університет

Спіфанов Сергій Володимирович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри конструкції авіаційних двигунів, Харківський національний аерокосмічний університет

Данець Сергій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент, перший заступник директора, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України

**Хрулев О.Е. Методи моделювання пошкоджень в двигунах внутрішнього згоряння транспортних засобів : монографія / О.Е. Хрулев, А.В. Сараєв, І.Ю. Сараєва. – Київ : УкрІНТЕІ, 2024. – 190 с.**

У роботі отримали подальший розвиток, удосконалені та оновлені методи, які дозволяють досліднику (експерту) формалізувати процес розвитку несправності та пошкоджень в двигунах внутрішнього згоряння транспортних засобів у випадках порушень умов їх експлуатації. Розроблені, вирішені та досліджені математичні і комп'ютерні моделі, а саме: модель зміни тиску (компресії) в циліндрі під час його діагностування; модель розвитку локального абразивного зносу у циліндрах в залежності від перерозподілу частинок пилу у впускних трубопроводах при різних радіусах повороту повітряного потоку у впускних колекторах; модель розрахунку траєкторії руху одиначної частинки з відхиленням від ліній течії повітря при русі по радіусу впускного колектору; моделі виникнення та розвитку ушкоджень при попаданні в циліндр двигуна різних видів рідин (гідродару) і отримано залежність величини деформації стержня шатуна від обсягу заповнення камери згоряння рідиною; моделі перегріву поршня та стінок головки циліндра при відмові системи охолодження; модель локального термічного пошкодження впускного клапана при відмові сучасної системи автоматичного регулювання фаз газорозподілу; модель пошкоджень підшипників колінчастого валу у випадку зниження тиску у системі змазки двигуна. Розроблені моделі та методи дозволяють об'єктивно, шляхом розрахунку при проведенні експертних досліджень оцінити причини та розвиток несправності двигуна внутрішнього згоряння транспортних засобів.

Для експертів, дослідників, конструкторів і інженерів з експлуатації двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів, здобувачів вищої освіти (студентів, аспірантів).

іл. 131, табл. 3, Бібліогр. 168

ISBN 978-966-479-131-8

© О.Е.Хрулев, О.В.Сараєв, І.Ю.Сараєва, 2024

UDC 621.432  
ISBN 978-966-479-131-8

The monograph is approved for publication by the Academic Council of Kharkov National Automobile and Highway University (Permission No. 66/24/4.16 dated May 31, 2024)

Reviewers:

Andrey A. Kashkanov, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, Vinnitsa National Technical University

Sergey V. Epifanov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Aviation Engine Design, Kharkov National Aerospace University

Sergey V. Danets, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, First Deputy Director, Kharkov Research Expert Forensic Center of the Ministry of Internal Affairs of Ukraine

**Khrulev O.E. Methods for modeling damage in internal combustion engines of vehicles : monograph / O.E. Khrulev, A.V. Saraev, I.Yu. Saraeva. – Kyiv : UkrISTEI, 2024. – 190 p.**

The work further developed, improved and updated methods that allow the researcher (expert) to formalize the processes of faults and damage in internal combustion engines of vehicles in cases of breakage of their operating conditions. Mathematical and computer models have been developed, solved and studied, namely: a model of changes in pressure (compression) in cylinders during its diagnosis; model of the development of local abrasive wear in cylinders depending on the redistribution of dust particles in the intake pipes at different radius of the air flow turning in the intake manifolds; model for calculating the trajectory of a single particle with deviation from the air flow lines when moving along the radius in the intake manifold channels; models of the occurrence and development of damage when different types of liquids enter the engine cylinder (hydrolock) and the dependence of the magnitude of the connecting rod deformation on the filling ratio of the combustion chamber with liquid is obtained; models of overheating of the piston and cylinder head walls in the event of a cooling system failure; model of local thermal damage to the intake valve when a modern automatic valve timing control system fails; model of damage to crankshaft bearings when pressure in the engine lubrication system emergency decreases. The developed models and methods make it possible to objectively assess the causes and development of faults and failures in the internal combustion engine of vehicles through calculations during expert studies. For experts, researchers, designers and engineers for the operation of internal combustion engines of vehicles, applicants for higher education (students, graduate students).

fig. 131, tab. 3, Bibliogr. 168

ISBN 978-966-479-131-8

© A.E. Khrulev, O.V. Sarayev, I. Yu. Sarayeva, 2024

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ЗАГАЛЬНА КОНЦЕПЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ДВИГУНІВ .....	12
2. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ, ЩО ВИЯВЛЯЮТЬСЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ВИМІРЮВАННЯ КОМПРЕСІЇ У ЦИЛІНДРІ.....	14
2.1. Математична модель процесу в циліндрі при холодному прокручуванні двигуна .....	18
2.2. Налаштування моделі холодного прокручування .....	25
2.3. Результати моделювання компресії при різному стані циліндро- поршневої групи та клапанного механізму, порівняння з експериментальними даними.....	29
2.4. Визначення зв'язку величини компресії з різними видами пошкоджень деталей двигуна та умов проведення вимірювань.....	33
3. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ В РЕЗУЛЬТАТІ ВПЛИВУ АБРАЗИВНИХ ЧАСТИНОК .....	37
3.1. Деякі особливості фільтрації повітря в автомобільних двигунах.....	42
3.2. Особливості конструкції, які можуть вплинути на абразивне зношування .....	48
3.3. Особливості розподілу пилу в впускних каналах, що розгалужуються...	49
3.4. "Радіусна" модель розрахунку розподілу пилу в каналах, що розгалужуються.....	51
3.5. Модель обліку впливу відхилення частинки від лінії течії на розподіл частинок по каналах, що розгалужуються. ....	55
3.6. Моделювання перерозподілу частинок у впускних каналах, що розгалужуються, за "радіусною" моделлю.....	56
3.7. Моделювання двофазних течій повітря з частинками пилу у впускній системі двигунів чисельним методом.....	61

3.8. Модель двофазної течії повітря з частинками пилу у каналі з бічним відведенням 90 градусів .....	62
3.9. Моделювання двофазної течії повітря з частинками пилу при різних кутах повороту потоку.....	73
<b>4. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПРИ ПОТРАПЛЯННІ РІДИН У ДВИГУН.....</b>	<b>82</b>
4.1. Модель пошкодження шатуна в залежності від кількості рідини, що надійшла до циліндра при гідроударі .....	86
4.2. Вплив матеріалу та геометрії стрижня шатуна на характер ушкодження.....	94
4.3. Результати моделювання параметрів повітря в циліндрі при попаданні рідини .....	96
4.4. Визначення навантажень, що діють на поршень та поршневий палець при гідроударі .....	101
4.5. Моделювання процесу деформації деталей шатунно-поршневої групи двигуна при гідроударі в циліндрі за допомогою методу скінченних елементів .....	113
<b>5. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОШКОДЖЕНЬ У ДВИГУНАХ. ....</b>	<b>127</b>
5.1. Моделювання процесу пошкодження двигуна при аварійному підтіканні охолоджувальної рідини.....	133
5.2. Модель нагрівання датчика температури, стінки камери згоряння та головки поршня при порушенні охолодження .....	138
5.3. Моделювання нестационарного нагрівання елементів двигуна після порушення охолодження.....	143
5.4. Модель температурного стану головки клапана при зміні режимів, що визначаються програмою регулювання фаз газорозподілу .....	145
5.5. Моделювання температурного пошкодження клапана при відмові системи регулювання фаз газорозподілу.....	155
<b>6. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПІДШИПНИКІВ ПРИ ПОРУШЕННІ ЗМАЩЕННЯ.....</b>	<b>159</b>

6.1. Оцінка впливу відцентрових сил на змащення підшипників .....	164
6.2. Модель зміни тиску подачі оливи до підшипників після відмови системи мащення.....	166
6.3. Моделювання пошкодження підшипника при відмові системи мащення .....	170
ВИСНОВОК.....	174
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	177

## Список умовних позначень та скорочень

$u, v, w$  – швидкість потоку, м/с;  
 $p$  – статичний тиск, Па;  
 $V$  – об'єм, м<sup>3</sup>;  
 $T$  – абсолютна температура, К;  
 $t$  – температура за шкалою Цельсія, °С;  
 $\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  
 $C_p$  – теплоємність газу при постійному тиску, Дж/кг·К;  
 $\gamma$  – показник адіабати;  
 $m$  – маса, кг;  
 $P$  – сила, Н;  
 $M$  – момент, Нм;  
 $\tau$  – час, с;  
 $\phi$  – кут повороту колінчастого валу, град (рад);  
 $\omega$  – кутова швидкість, рад/с;  
 $n$  – частота обертання колінчастого валу, хв<sup>-1</sup>;  
 $l, L, \delta$  – характерний лінійний розмір, довжина та товщина, м;  
 $d, R$  – діаметр та радіус, мм;  
 $f, F$  – площа, м<sup>2</sup>;  
 $G$  – масова витрата газу, кг/с;  
 $\xi, \mu$  – коефіцієнти гідравлічного опору та витрати;  
 $\beta, \gamma, \phi$  – кут, град;  
 $\sigma$  – напруження, МПа;  
 $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с;  
 $Q, A$  – кількість теплоти та робота, Дж;  
 $q$  – питомий тепловий потік, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м<sup>2</sup>·К;  
 $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К;  
 $Re = vd/\nu$  – число Рейнольдса;  
 $Nu = \alpha d/\lambda$  – число Нуссельта;  
LES – Lotus Engine Simulation (software);  
ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;  
МСЕ – метод скінченних елементів;  
ОР – охолоджувальна рідина;  
ГБЦ – головка блоку циліндрів.

## ВСТУП

У цій роботі розглядаються питання моделювання механізмів виникнення та розвитку різних несправностей у двигунах внутрішнього згоряння. З цією метою розглянуто низку раніше не помічених та/або недостатньо вивчених механізмів розвитку несправностей, серед яких ті, що викликають локальні експлуатаційні пошкодження в автомобільних двигунах. Для таких пошкоджень розглядаються математичні моделі досліджуваних процесів з метою отримання раніше не виявлених закономірностей для подальшого їх застосування в завданнях визначення причин несправностей.

Відомо, що важливе місце під час проведення досліджень технічного стану займають діагностичні роботи, зокрема, з вимірювання компресії в циліндрі. Величина компресії, при правильному її вимірі та інтерпретації результатів дозволяє визначити багато видів ушкоджень та несправностей або хоча б звузити коло пошуку їх причин. Однак, всі рекомендації та методики вимірювання компресії зараз ґрунтуються виключно на досвідчених даних. В результаті без моделі досліджуваного процесу експерт-дослідник виявляється позбавлений важливого інструменту і змушений діяти за чужими рекомендаціями, що нерідко дають неточні та навіть помилкові дані стосовно конкретного двигуна, його температурного стану та інших параметрів.

Серед пошкоджень, що часто зустрічаються, одне з головних місць займає абразивне зношування при порушенні очищення (фільтрації) повітря у впускній системі сучасних двигунів. Характерною особливістю даного процесу є те, що навіть застосування якісних фільтрів не може повністю виключити попадання у двигун абразивних частинок. І ця особливість може зробити найбільш вирішальний вплив на ресурс і надійність автомобільного двигуна. У практиці експертних досліджень причин несправностей великої кількості автомобільних двигунів були відзначені випадки, при яких у двигуні виявляється значне абразивне зношування за відсутності явних порушень герметичності елементів впускної системи.

Такі випадки нерідко ставили дослідників-експертів, котрі проводили визначення причини несправності, у глухий кут. Особливо це стосується таких пошкоджень, які мають суто локальний характер, при якому пошкодження зосереджені в одному місці, наприклад, в межах одного циліндра багатциліндрового двигуна. До локальних пошкоджень відносяться також докладно розглянутий у роботі гідроудар у циліндрі від потрапляння рідини, порушення охолодження різних елементів та різні види порушення змащення підшипників.

Справді, найчастіше такі випадки приписувалися виробничим дефектам двигуна. Що цілком зрозуміло – якщо несправність має локальний характер, то локальне пошкодження стає досить важливою ознакою виробничого дефекту. Наприклад, дефектна деталь в одному з циліндрів викликає локальні пошкодження саме в цьому циліндрі при мінімальному розширенні зони пошкоджень на інші циліндри двигуна. І двигун виходить з ладу, як правило, при порівняно невеликому напрацюванні (пробігу автомобіля).

Однак практика показує, що за простотою процесів, що здається, насправді ховається зовсім не та причина, яка легко пояснює те, що відбувається. Збіг ознак несправності може ускладнити правильне визначення її причини. Це нерідко і трапляється на практиці, де для правильного визначення причини необхідно шукати й інші ознаки, які підтверджують ту чи іншу версію, що розглядається. Навпаки, для пояснення необхідно не тільки докласти зусиль для аналізу всіх ознак пошкодження, а й у тому числі створити математичні моделі процесів, щоб виконати їхнє моделювання. І лише тоді можна знайти деякі раніше не виявлені закономірності, щоб правильно зрозуміти та пояснити механізм процесів.

Водночас далеко не всі особливості роботи реальної конструкції в реальних умовах експлуатації можна врахувати за допомогою моделей, що використовуються для цього. Наприклад, при створенні нових автомобільних двигунів внутрішнього згорання заведено використовувати 3D-моделювання для визначення як навантажень, що діють, так і особливостей течії повітря і газів з метою оптимізації конструкцій та їх характеристик. Незважаючи на досить серйозний розвиток чисельних методів моделювання, які застосовуються для задач проєктування двигунів, практично відсутні методики моделювання різних несправностей, недостатньо опрацьовані питання застосування відомих математичних моделей до завдань пошкодження деталей і вузлів ДВЗ. Багато розрахункових моделей мають обмеження і поширюються лише на область робочих режимів. В результаті традиційні принципи моделювання, покладені в основу проєктування та дослідження процесів, у загальному випадку не підходять для експлуатаційних завдань, що розглядають пошкодження та несправності двигунів як відхилення від нормальних робочих режимів.

Саме так відбувається і з розглянутими у роботі пошкодженнями. Недостатня увага до методів моделювання різних пошкоджень ДВЗ є причиною неповноти опису в багатьох джерелах деяких поширених видів несправностей, їх ознак та причин. У багатьох практичних випадках пошук причини несправності передбачає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка може мати суб'єктивний характер та сильно залежати від

кваліфікації експерта. Це може призвести до помилкового визначення причин несправності.

При цьому випадки виявлення аномального виду ознак пошкоджень викликали необхідність, з одного боку, пояснити їх виникнення, з іншого – виробити алгоритми їх дослідження та моделювання, щоб з третього – визначити можливості та способи усунення пошкоджень. Або хоча б зменшення їх шкідливого впливу на надійність та довговічність двигунів.

Для розв'язання цих проблем необхідний не тільки правильний загальний підхід, а й приватні методи, алгоритми та моделі для визначення причин несправностей двигунів, які нині відсутні. Методи визначення причин несправностей, що застосовуються, не повною мірою враховують особливості та умови експлуатації двигунів, не мають достатнього опрацювання до формальних алгоритмів, внаслідок чого не дозволяють належним чином надійно виявляти причини несправностей без тривалого аналізу всіх можливих причин та їх ознак.

Вирішенню всіх цих завдань і присвячена ця книга.

Книга складається із шести розділів.

У першому розділі дана загальна концепція моделювання процесів та механізмів виникнення та розвитку несправностей двигуна. Визначено роль, можливості, призначення та особливості математичного моделювання процесів, що призводять до пошкодження та виходу з ладу двигунів. Показано різницю між моделюванням експлуатаційних пошкоджень і моделюванням в ході проектно-дослідницьких робіт, що пояснює, чому відомі моделі погано застосовні для дослідження несправного двигуна.

У другому розділі розглянуто питання діагностування пошкоджень за допомогою вимірювання компресії у циліндрі. Представлено математичну модель та надано результати моделювання внутрішньоциліндрових процесів при діагностичному вимірі компресії в циліндрі. За результатами моделювання виконано докладний аналіз впливу режимів роботи, а також велику кількість пошкоджень та несправностей на компресію.

Третій розділ книги присвячений локальному абразивному зносу від перерозподілу частинок пилу у вхідних трубопроводах під дією центрифугування при повороті повітряного потоку у бічні виходи. Представлено «радіусну» модель розрахунку траєкторії одиначної частинки з відхиленням від ліній повітряного потоку, що рухається радіусом. Моделювання двофазного повітряного потоку з частинками проводилося методом кінцевих об'ємів, що загалом підтвердило дані, отримані з використанням радіусної моделі. Це характеризує механізм абразивного зношування, зумовлений виключно локальним збільшенням абразивної дії

частинок. Зазначається, що це може призвести до катастрофічного зносу двигуна навіть при цілком нормальній фільтрації повітря і зносостійкості деталей, що труться.

У четвертому розділі книги докладно розглянуто моделі виникнення та розвитку пошкоджень при попаданні в циліндр двигуна різних рідин. Приділено увагу як термодинамічних моделей, так і моделей напружено-деформованого стану стрижня шатуна при втраті стійкості. Докладно розроблено модель локального пошкодження деталей шатунно-поршневої групи та модель деформації шатуна при попаданні рідини в циліндр ДВЗ (гідроудар). Отримано залежність величини деформації від коефіцієнта заповнення камери згоряння рідиною. За допомогою моделювання встановлено величини деформації штока шатуна, спідниці поршня та поршневого пальця при перевантаженнях, спричинених гідроударом. Таким чином, запропонована модель дозволяє об'єктивно оцінити залишкову деформацію деталей двигуна та дає досить повну та об'єктивну картину процесу деформації та руйнування деталей двигуна при гідроударі. Це дозволяє пояснити складний процес руйнування не тільки шатуна, а й спідниці поршня та поршневого пальця.

У п'ятому розділі описано модель та результати моделювання локальних термічних пошкоджень двигунів. Розроблено модель відмови системи охолодження, яка дозволила об'єктивно відтворити механізм відмови з локальними пошкодженнями камери згоряння циліндра двигуна у вигляді стоплення стінок, появи тріщин, випадання сідел клапанів. При моделюванні локального термічного пошкодження впускного клапана при відмові системи регулювання фаз газорозподілу відмічено помітне підвищення температури клапанної тарілки щодо робочої температури на режимах повного відкриття клапанів. Встановлено, що локальне підвищення температури клапана лише коштом зменшення тривалості фази впуску та висоти підйому клапана може призвести до термічної деформації (повзучості) клапана та виходу двигуна з ладу.

У шостому розділі розглянуто локальні пошкодження підшипників двигуна та описано модель течії оливи по каналах колінчастого валу в полі відцентрових сил, яка адаптована для типових конструкцій колінчастого валу. На моделі показано ефект підтримання подачі оливи до шатунних підшипників протягом певного часу з моменту відмови в системі мащення та його залежність від конструкції та режиму роботи двигуна. Результати моделювання дозволили пояснити різницю в умовах змащення та ступеня пошкодження корінних та шатунних підшипників у аварійних випадках відсутності подачі оливи. Це ключова інформація для низки практичних випадків щодо причин несправності.

За результатами дослідження зазначено, що розроблені моделі можуть бути використані на практиці щодо причин несправностей двигунів різного типу, а їх використання в експертних дослідженнях дозволяє підвищити точність і об'єктивність експертних висновків. Таким чином, у книзі об'єднані наявні на сьогодні відомості про математичні моделі виникнення та розвитку різних несправностей двигуна з урахуванням особливостей досліджень, що проводяться, у тому числі в рамках судової та позасудової експертизи технічного стану транспортних засобів.

При написанні книги використано багаторічний практичний досвід к.т.н., старшого наукового співробітника Хрулева О.Е. з експлуатації, ремонту та експертного дослідження несправностей двигунів. Розділ 2 написано спільно к.т.н., с.н.с. Хрулевым О.Е. та к.т.н., доц. Сараєвой І.Ю. Розділи 3–6 написані к.т.н. Хрулевым О.Е., введення, розділи 1 і 3 написані спільно к.т.н. с.н.с. Хрулевым О.Е. та доктором технічних наук, професором Сараєвим О.В., який також розробив загальну концепцію книги, написав Висновок і вніс цінні зауваження та виправлення під час підготовки рукопису до видання.

Книга призначена експертам, дослідникам, конструкторам та інженерам з експлуатації двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів, але може бути корисною також претендентам вищої освіти, студентам та аспірантам за спеціальностями, пов'язаними з експлуатацією транспортних засобів.

# 1. ЗАГАЛЬНА КОНЦЕПЦІЯ МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ДВИГУНІВ

У процесі експлуатації автомобілів може виникати велика кількість різних несправностей, пов'язаних з перевищенням максимальних режимів, у тому числі з порушенням умов експлуатації. Основним завданням досліджень технічного стану двигунів у рамках автотехнічної експертизи є пошук та визначення причин таких несправностей. Однак на практиці при дослідженні несправностей двигунів набув поширення "описовий" підхід, коли замість проведення реальних досліджень і розрахунків, які могли б підтвердити висунуті версії, дається опис досліджуваного процесу. Зазвичай такий опис береться з доступних джерел, найчастіше, з підручників, причому трактування положень теорії може бути досить вільним і допускає для підтвердження необхідних висновків неперевірені пояснення.

Причиною такого спрощеного підходу є, з одного боку, відсутність методів та розрахункових моделей, за допомогою яких можна було б підтвердити ту чи іншу гіпотезу причини несправності, спричиненої порушенням умов експлуатації. У той самий час, спроби застосувати відомі методи та розрахункові моделі для розрахунків нештатних режимів, викликаних порушенням умов експлуатації, рідко допомагають. Вони розроблені з умов аналізу робочих режимів двигуна і не поширюються області чи випадки значного відхилення від них.

Наприклад, відомі виробники компонентів двигунів, у тому числі для масового виробництва, зупиняють моделювання відразу, як тільки деформації навантажених деталей починають перевищувати допустимий рівень [1]. Однак, при експлуатаційних пошкодженнях навантаження та деформації деталей можуть перевищувати розрахункові та/або допустимі у багато, іноді навіть у десятки разів. В результаті застосування відомих проєктувальних моделей в умовах експлуатаційних пошкоджень залишається неясною. Крім того, багато з них має надзвичайну складність і вимагає від експерта-експлуатаційника таких серйозних наукових знань і рівня підготовки, які практично виходять за рамки експертних спеціальностей.

З іншого боку, слід враховувати, що проведення експертного дослідження щодо визначення причин несправностей зазвичай обмежене жорсткими фінансово-часовими рамками та можливостями експерта. Це також не дозволяє використовувати складні моделі, які зазвичай застосовуються в дослідній та конструкторській практиці та передбачають значні фінансові витрати на придбання спеціальних програм. Крім того, практика експертних досліджень, що склалася, в тому числі судових експертиз, не вимагає від експерта

застосування розрахункових методів і моделей для обґрунтування тих чи інших гіпотез, які їм висуваються, для пояснення досліджуваних процесів. Це, поряд із відсутністю моделей та методів дослідження, створює труднощі з доказом версій причин деяких несправностей.

У результаті завдання розробки методів і моделей, хоч і є важливим, має вирішуватися з урахуванням реальних можливостей застосування методів у практиці експертних досліджень. Іншими словами, розроблені моделі мають бути досить простими, доступними та не вимагати значних ресурсів для їх реалізації під час проведення експертних досліджень технічного стану двигунів в експлуатації.

Це може бути досягнуто, зокрема, теоретичним дослідженням певних, що часто трапляються на практиці несправностей з метою розробки типових методів та розрахункових моделей для теоретичного обґрунтування різних пошкоджень, які одержуються деталі двигуна. Крім того, для верифікації та/або уточнення розроблених моделей необхідне залучення стандартних програм та сучасних методів комп'ютерного моделювання, у тому числі 3-вимірною, як для течій робочих газів та рідин, так і для напружено-деформованого стану деталей. З цієї причини при розробці моделей в даній роботі навмисно використовувалися найпростіші версії програм, а процеси пошкодження деталей при роботі в нештатних умовах розглядалися з рядом спрощувальних припущень.

Такий підхід не передбачає створення повних 3-вимірних моделей двигунів, моделювання динамічних процесів та ін., що потребують значних програмних ресурсів та високої кваліфікації користувачів. Це зроблено для того, щоб розроблені методи та моделі могли знайти подальше застосування в експертній практиці та інших видів несправностей двигунів, які викликаються порушенням умов експлуатації.

## 2. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ, ЩО ВИЯВЛЯЮТЬСЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ВИМІРЮВАННЯ КОМПРЕСІЇ У ЦИЛІНДРІ

Відомо, що вимір максимального тиску – компресії, в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння є одним із поширених методів діагностики технічного стану та визначення причин несправності [2]. Ця перевірка зазвичай застосовується на попередньому етапі досліджень, оскільки не вимагає демонтажу великої кількості елементів двигуна. Тим самим було вимір компресії є неруйнівним методом контролю технічного стану, у якому об'єкт дослідження повністю зберігає свої функції. Ця властивість методу має важливе значення при деяких видах досліджень, наприклад, при автотехнічній експертизі.

Іншою безумовною перевагою вимірювання компресії є простота та дешевизна самого вимірювального приладу – компресометра, а також простота алгоритму його застосування (рис.2.1). В результаті метод набув надзвичайно широкого поширення на практиці як один з найбільш універсальних методів діагностики, а величина максимального тиску в циліндрі увійшла практично до всіх сервісних та ремонтних посібників більшості марок і моделей автомобілів [3].

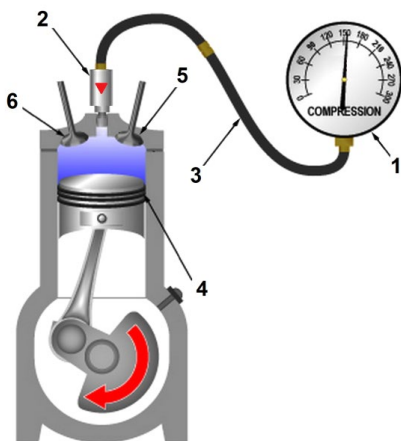


Рис.2.1. Схема вимірювання компресії в циліндрі двигуна та основні місця витоків повітря з циліндра: 1 – манометр, 2 – зворотний клапан, 3 – сполучна трубка, 4 – поршневі кільця, 5 – впускний клапан, 6 – випускний клапан

Разом з тим, переважна більшість практичних даних та рекомендацій щодо застосування розглянутого методу побудовано на емпіричних знаннях, численних експериментах та тестах [4]. Споживачеві пропонується вірити рекомендаціям фахівців, які зазвичай пов'язують величину падіння компресії

від якогось «нормального» рівня з певним видом несправності. При цьому перевірити ту чи іншу цифру, рекомендацію або припущення про зв'язок результату вимірювання з несправністю, а також скоригувати отримані дані відповідно до своїх умов споживач не може, оскільки не має жодних моделей або методик для розрахункової оцінки.

Водночас така перевірка може бути важливою для практики через особливості конструкції досліджуваного двигуна, які можуть впливати на зміну величини компресії при різних експлуатаційних пошкодженнях. Однак, кількісні оцінки та, тим більше перевірки тих чи інших даних про величину компресії надзвичайно затратні, оскільки вимагають експериментальних досліджень великого обсягу та складності. Звідси виникає потреба у розрахункових моделях процесу вимірювання компресії та їх теоретичному обґрунтуванні.

Оскільки сам метод вимірювання компресії надзвичайно простий і доступний не тільки механіку початкової кваліфікації, але й простому водію, значна кількість джерел дає численні практичні рекомендації щодо методики вимірювань та інтерпретації результатів. Так, в [5] наведені дані, що дозволяють по зміні компресії визначити багато несправностей клапанного механізму і поршневої групи, включаючи прогар клапанів, знос і залягання поршневих кілець та ін.

Разом з тим наявні дані вказують на те, що до вимірювань компресії слід ставитися обережно через неточність самого методу. В результаті вимірів можуть бути зроблені помилкові висновки не лише про причину, а взагалі про наявність несправності як такої. Це з зазначеним у багатьох джерелах сильним впливом частоти обертання компресію [6], що може бути викликано відмінностями за умов проведення тестів. Такі відмінності обумовлені змінами температури навколишнього середовища, температури двигуна, стану акумуляторної батареї та стартера, в'язкості моторної оливи тощо.

Щобільше, лише одна величина компресії, що вимірюється компресометром (та іншими аналогічними приладами), у загальному випадку не дає повної картини реального технічного стану двигуна. Внаслідок цього у практиці діагностування набули поширення та інші методи, у тому числі осцилографії.

Дійсно, за допомогою перетворювача тиску осцилограф дозволяє виявити відхилення діаграми миттєвого тиску в циліндрі від нормального профілю і тим самим локалізувати та знайти причину несправності [7]. Проте методу осцилографії властиві самі недоліки, як і звичайному виміру компресії – необхідно розуміти та знати, як на форму діаграми впливають різні

несправності. А це знання зараз засноване лише на експериментальних даних [4, 5].

Альтернативою вимірюванню компресії можуть служити такі методи, як вимірювання балансу потужностей по циліндрах, з одного боку, і побудова індикаторної діаграми (включаючи її моделювання), з іншого. Ці методи припускають наявність дорогого вимірювального устаткування (наприклад, мотор-тестери визначення балансу потужностей) і навіть спеціального препарування двигуна (наприклад, установки датчика тиску). Однак баланс потужностей недостатньо інформативний навіть у порівнянні з вимірюванням компресії [8]. Дослідження індикаторної діаграми додатково ускладнюється необхідністю тестування двигуна під навантаженням, що можливе тільки на спеціальних випробувальних стендах [9]. Крім того, великі амплітуди тиску і температури, а також порівняно висока частота процесу, яка характерна для вимірювання при роботі автомобільних двигунів, створюють проблеми і для вимірювання, і для аналізу діаграм, включаючи виділення впливу на них різних несправностей [10]. Аналогічні проблеми виникають і під час моделювання цих процесів. Щобільше, деякі серйозні пошкодження та несправності двигуна взагалі виключають займання палива та роботу циліндра, що ускладнює або унеможлиблює аналіз індикаторної діаграми такого циліндра.

Ці проблеми накладають обмеження на широке практичне використання балансу потужностей та аналізу індикаторної діаграми для діагностики автомобільних двигунів в експлуатації. У зв'язку з цим експериментальне отримання, моделювання та аналіз діаграми компресії в режимі холодного прокручування представляється значно простішим, доступним технічно та фінансово методом діагностики. Внаслідок цього він є і перспективнішим для подальшого дослідження та практичного використання отриманих результатів.

Інша проблема, яка потребує детального аналізу діаграми зміни тиску в циліндрі в режимі холодного прокручування двигуна (без згоряння палива), пов'язана з визначенням характеристик холодного старту [11]. Моделювання запуску дозволяє оцінити пускові властивості двигуна, особливо в умовах низьких температур. Це завдання близьке до завдання вимірювання компресії. Але вона має на меті не діагностику технічного стану конкретного двигуна в експлуатації, а найчастіше конструкторські роботи з поліпшення пускових характеристик двигуна [12], визначення пускової подачі палива [13], оцінку шкідливих викидів [14] тощо.

Саме при дослідженні пускових характеристик двигунів, а не для діагностики та моніторингу, набули поширення різні теоретичні моделі холодного прокручування [15]. Наступним кроком у цьому напрямі можна вважати імовірісно-статистичні методи [16], в яких розглядаються масиви

даних та аналізуються імовірнісні значення параметрів. Такі методи ефективні для діагностики, у тому числі при використанні програмних діагностичних комплексів [17]. Однак моделі, які зазвичай закладаються в основу таких методів, є досить далекими від моделі процесу досліджуваного двигуна. Їх можна умовно назвати інтегральними, оскільки вони не деталізують миттєві процеси у двигуні, а оперують лише із зовнішніми ознаками та параметрами [18].

Водночас слід зазначити, що необхідність детального розрахунку пускових процесів та характеристик зажадала розробки теоретичних методів та моделей, які дозволяють виконати покрокове моделювання процесів за кутом повороту колінчастого валу. Найпростіші рішення дають аналітичні методи, побудовані на основі залежностей для політропних процесів стиснення-розширення [19]. Однак отримати кількісні дані, щоб знаходити різні пошкодження та несправності, за допомогою таких методів важко.

Методи математичного моделювання набули найбільшого розвитку розробки програм розрахунку робочого циклу двигунів. Ряд програм набули загальновідомого статусу і стали стандартними – це AVL-Boost [20], Ricardo-Wave [21], GT-Power [22] та Lotus Engine Simulation [23]. Ці програми побудовані на основі 0-вимірного термодинамічного уявлення циліндра як контрольного об'єму з рівномірно розподіленими за об'ємом миттєвими параметрами робочого тіла [24].

Такий підхід дозволяє розраховувати миттєві параметри циклу по куту повороту колінчастого валу будь-яких робочих режимах [25]. Це саме те, що потрібно для дослідження компресії в циліндрі та/або холодного старту. Однак при спробі моделювання виявляється проблема – внаслідок обмежень далеко не всі стандартні програми мають функцію моделювання режиму холодного прокручування без згоряння палива в циліндрі. Не всі вони можуть враховувати різні пошкодження та не всі мають інші необхідні функції [26]. В результаті розробка користувальницької моделі режиму холодного прокручування двигуна, призначеної для дослідження закономірностей вимірювання компресії в циліндрі, фактично не має альтернативи.

Звідси випливає необхідність дослідження робочого процесу в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння при холодному прокручуванні з метою отримання кількісних характеристик компресії при різних експлуатаційних ушкодженнях. Навіщо потрібно розв'язувати такі завдання:

- 1) розробити математичну модель процесу в циліндрі при холодному прокручуванні двигуна;

- 2) провести моделювання на різних режимах та при різному стані циліндро-поршневої групи та клапанного механізму, після чого порівняти отримані результати з експериментальними даними;
- 3) виконати аналіз отриманих результатів, визначити загальні закономірності, що пов'язують величину компресії з різними видами ушкоджень деталей двигуна.

## 2.1. Математична модель процесу в циліндрі при холодному прокручуванні двигуна

Для виведення розрахункових рівнянь розглянемо схему циліндра (рис.2.2).

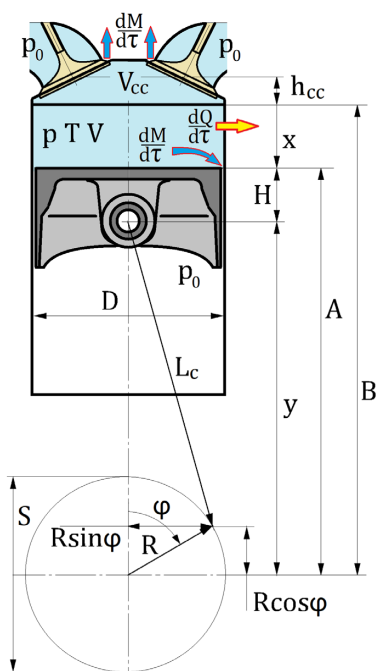


Рис.2.2. Розрахункова схема процесу в циліндрі при холодному прокручуванні.

З 1-го закону термодинаміки [24], записаного для циліндра, випливає:

$$dU = dQ - dL + idM, \quad (2.1)$$

де  $dU$  – зміна внутрішньої енергії повітря в циліндрі;  $dQ$  – кількість тепла, що підводиться (+) або відводиться (-);  $L$  – робота повітря;  $i$  – ентальпія повітря;  $dM$  – зміна маси повітря у циліндрі з допомогою приливу в циліндр (+) чи витoku з циліндра (-).

Перетворимо рівняння (2.1):

$$d(MC_V T) = dQ - pdV + idM, \quad (2.2)$$

Величина  $idM = \sum i_i dM_i$  враховує змішання потоків повітря з різною температурою. Так, на режимі холодного прокручування при малій частоті обертання при витіканні з циліндра повітря має температуру  $T$ , близьку до температури навколишнього середовища  $T_0$ . Втікання повітря в циліндр відбувається при розрідженні в ньому на такті впуску, коли температура повітря в циліндрі також близька до температури навколишнього середовища і повітря, що втікає. Відповідно до цього можна знехтувати різницею в температурах потоків і покласти  $idM = i \sum dM_i$ , звідки з урахуванням рівняння стану ідеального газу

$$p = \frac{M}{V} RT, \quad (2.3)$$

з рівняння (2.2) отримаємо:

$$MC_V dT + C_V T dM = dQ - \frac{MRT}{V} dV + C_p T dM, \quad (2.4)$$

де  $p$  – тиск у циліндрі;  $V$  – об'єм газу у циліндрі;  $R$  – газова стала;  $C_V$ ,  $C_p$  – теплоємності при постійному тиску та об'ємі.

Подальші перетворення рівняння (2.4) дають:

$$C_V \frac{dT}{T} = -R \frac{dV}{V} + (C_p - C_V) \frac{dM}{M} + \frac{dQ}{MT}. \quad (2.5)$$

Теплоємності пов'язані співвідношенням  $C_p = \gamma C_V = \gamma R / (\gamma - 1)$ , де  $\gamma$  – показник адиабати повітря. Крім цього, поточний об'єм повітря в циліндрі дорівнює:

$$V = V_x + V_{cc} = V_x + \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = F_p x + \frac{F_p S}{\varepsilon - 1} = F_p (x + h_{cc}), \quad (2.6)$$

де  $V_h$  – робочий об'єм циліндра;  $F_p$  – площа поршня;  $x$  – координата поршня від верхньої мертвої точки [26];  $h_{cc} = V_{cc} / F_p = S / (\varepsilon - 1)$  – наведена висота камери згоряння,  $S$  – хід поршня.

Очевидно, зміна об'єму циліндра  $dV = F_p dx$ , у відповідність з чим рівняння (2.5) можна переписати у вигляді:

$$\frac{dT}{T} = \frac{(\gamma - 1)}{R} \left[ -R \frac{dV}{V} + \left( \frac{\gamma}{\gamma - 1} - \frac{1}{\gamma - 1} \right) R \frac{dM}{M} + \frac{dQ}{MT} \right]. \quad (2.7)$$

Звідси впливає диференціальне рівняння для температури повітря в циліндрі:

$$\frac{dT}{T} = \frac{(\gamma - 1)}{x + h_{cc}} \left[ -dx + \frac{RT}{pF_p} \left( dM + \frac{dQ}{RT} \right) \right]. \quad (2.8)$$

З іншого боку, диференціюючи рівняння стану (2.3), отримаємо:

$$dp = \frac{dM}{V} RT + \frac{dT}{V} MR - \frac{MRT}{V^2} dV, \quad (2.9)$$

або:

$$\frac{dp}{p} = \frac{dM}{M} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V}. \quad (2.10)$$

Тепер, підставляючи рівняння (2.7) в рівняння (2.10), отримаємо диференціальне рівняння для тиску повітря в циліндрі у вигляді:

$$\frac{dp}{p} = \frac{\gamma}{x + h_{cc}} \left[ -dx + \frac{RT}{pF_p} \left( dM + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dQ}{RT} \right) \right]. \quad (2.11)$$

Як відомо з теорії двигунів [27], положення поршня в циліндрі  $x$  визначається кутовим положенням колінчастого валу  $\phi$ , відлічуваним від верхньої мертвої точки при перекритті клапанів. Відповідно до рис.2.1 координата  $x$  може бути виражена формулою:

$$\begin{aligned} x &= A - B = (R + L_c + H) - (y + H) = \\ &= R + L_c - R \cos \phi - \sqrt{L_c^2 - R^2 \sin^2 \phi}, \end{aligned} \quad (2.12)$$

де  $R$ ,  $L_c$  – радіус кривошипу та довжина шатуна,  $H$  – компресійна висота поршня.

З урахуванням того, що хід поршня  $S$  дорівнює двом радіусам кривошипу, положення поршня від верхньої мертвої точки становитиме:

$$x = \frac{S}{2} \left( 1 + r - \cos \phi - \sqrt{r^2 - \sin^2 \phi} \right), \quad (2.13)$$

де  $r = 2L_c/S$  – відносна довжина шатуна.

Відомо [7], що величину компресії, що шукається в циліндрі, значною мірою визначають витоки з циліндра і втрати тепла, які залежать, головним чином, від часу процесу. Відповідно до цього рішення задачі зручно шукати від часу процесу, пов'язаного з кутовим положенням колінчастого валу формулою:

$$d\phi = \omega d\tau = \frac{\pi n}{30} d\tau, \quad (2.14)$$

де  $n$  – частота обертання коленвала,  $\text{хв}^{-1}$  (в 1-му наближенні частота обертання при прокручуванні належить постійної і незалежної від часу процесу і кутового положення колінчастого валу).

Тоді, якщо всі рівняння (2.8) та (2.11) розділити на збільшення часу  $d\tau$ , можна отримати математичну модель досліджуваного процесу [28, 29] – систему диференціальних рівнянь 1-го порядку, дозволених щодо похідної, як:

$$\begin{cases} \left[ \frac{dT}{d\tau} = \frac{(\gamma - 1)}{x + h_{cc}} T \left[ -\frac{dx}{d\tau} + \frac{RT}{pF_p} \left( \frac{dM}{d\tau} + \frac{1}{RT} \frac{dQ}{d\tau} \right) \right] \right. \\ \left. \left[ \frac{dp}{d\tau} = \frac{\gamma}{x + h_{cc}} p \left[ -\frac{dx}{d\tau} + \frac{RT}{pF_p} \left( \frac{dM}{d\tau} + \frac{\gamma - 1}{\gamma RT} \frac{dQ}{d\tau} \right) \right] \right] \end{cases} \quad (2.15)$$

Для вирішення системи (2.15), крім початкових умов, необхідно визначити деякі величини, що входять до рівнянь.

Так, швидкість поршня може бути отримана аналітично шляхом диференціювання рівняння (2.13), що визначає поточне положення поршня:

$$\frac{dx}{d\tau} = \frac{\pi S n}{60} \sin \phi \left( 1 + \frac{\cos \phi}{\sqrt{r^2 - \sin \phi}} \right) = v_m \frac{\pi}{2} \sin \phi \left( 1 + \frac{\cos \phi}{\sqrt{r^2 - \sin \phi}} \right), \quad (2.16)$$

де  $C_m = S n / 30$  – середня швидкість поршня.

Зміна маси повітря в циліндрі визначається витратою повітря через клапани та місця витоку. При тиску в циліндрі вище ніж атмосферна витрата повітря з циліндра через деякий отвір (зазор, щілина) визначається за відомою формулою [29]:

$$\frac{dM_i}{d\tau} = -\mu \frac{\rho f_i}{\sqrt{RT}} \left( \frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_0}{p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}, \quad (2.17)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати;  $f_i$  – площа перерізу, через який відбувається перебіг або витік;  $p_0$  – тиск навколишнього середовища (передбачається, що при малій частоті обертання, що відповідає вимірюванню компресії, тиск у всіх прилеглих до циліндра каналах і в картері дорівнює тиску навколишнього середовища).

При зміні перепаду тиску на зворотний (розрідження в циліндрі) і втіканні повітря в циліндр формула (2.17) набуває вигляду:

$$\frac{dM_i}{d\tau} = \mu \frac{\rho_0 f_i}{\sqrt{RT_0}} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}, \quad (2.18)$$

У загальному випадку повітря в циліндр може витікати (і витікати з циліндра) декількома потоками – через впускний клапан  $dM_{in}/d\tau$ , впускний клапан  $dM_{ex}/d\tau$ , нещільності (зазори, пошкодження) у поєднанні впускних  $dM_{lin}/d\tau$  та впускних клапанів з сідлами  $dM_{lex}/d\tau$ , а також поршневих кілець з циліндром та поршнем  $dM_{lc}/d\tau$ . Рідкісні випадки пробою прокладки головки, тріщини в головці та блоці циліндрів можна врахувати за аналогією. Відповідно до цього сумарна витрата повітря в циліндр або з нього (зміна маси повітря) визначається як:

$$\frac{dM}{d\tau} = \frac{dM_{in}}{d\tau} + \frac{dM_{ex}}{d\tau} + \frac{dM_{lin}}{d\tau} + \frac{dM_{lex}}{d\tau} + \frac{dM_{lc}}{d\tau}. \quad (2.19)$$

Для визначення витрати повітря через клапан розглянемо пару клапана з сідлом (рис.2.3а). Припустимо в 1-му наближенні, що клапан при підйомі на величину  $h$  відкриває переріз  $f_v$ , рівний площі бічної поверхні зрізаного конуса, а його утворює перпендикулярна робочій фасці клапана, сідла і напрямку течії повітря. Тоді з очевидних геометричних співвідношень:

$$f_v = \frac{\pi}{2} (d + d_1) h \cos \alpha, \quad (2.20)$$

де  $\alpha$  – кут фаски клапана;  $d$  – діаметр головки клапана;  $d_1 = d - 2h \sin \alpha \cos \alpha$  – діаметр малої основи конуса на рис.2.3а.

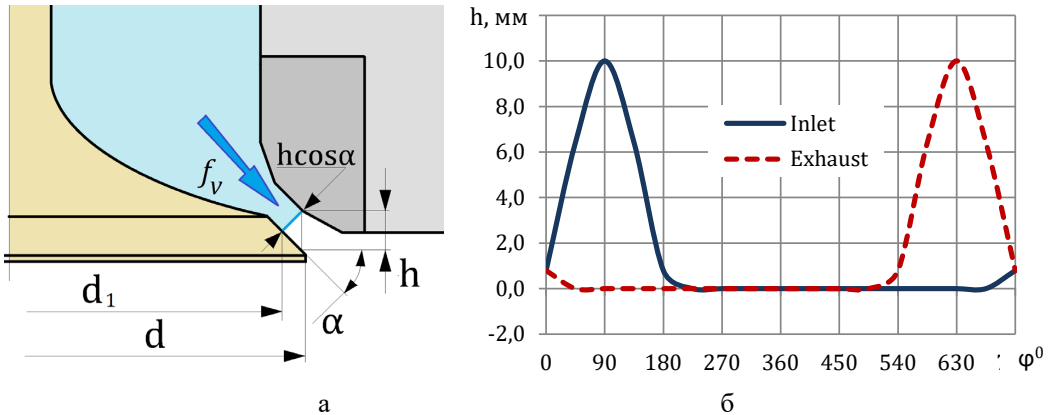


Рис.2.3. Розрахункова схема для площі перерізу, що відкривається клапаном (а), та програма регулювання фаз газорозподілу (б), прийнята при моделюванні холодного прокручування.

Після перетворень отримаємо площу, що відкривається клапаном (впускним або випускним) залежно від висоти його підйому:

$$f_v = \pi d h \left( 1 - \frac{h}{d} \sin \alpha \cos \alpha \right) \cos \alpha. \quad (2.21)$$

Крім наближеної формули (2.21), можна також використовувати точніше співвідношення для площі, що відкривається клапаном, наведені в [31]. Проте вираз (2.21) для розглянутої задачі простіше. Причому на малих частотах обертання при холодному прокручуванні перепади тиску на клапанах малі (це видно на діаграмах [6, 18], тому найбільш сильно на витрату повітря повинні впливати не стільки профілі підйому клапанів, скільки фази газорозподілу, тобто моменти відкриття та закриття клапанів. Крім того, при малій частоті обертання 200-300 хв<sup>-1</sup>, зазвичай відповідного вимірювання компресії, коефіцієнт витрати, що входить у формули (2.17) і (2.18), може бути з достатньою точністю прийнятий рівним 1,0 [31]. для визначення витрати за цими формулами залишається знайти висоту підйому клапана.

Це можна зробити завданням профілю підйому клапана в межах кутів повороту колінчастого валу, що відповідають відкриття та закриття клапана. У 1-му наближенні можна прийняти для обох клапанів профіль підйому, наприклад, відповідний синусоїдальному закону [24]. Найпростіший вид має співвідношення (рис.2.26):

$$h = \begin{cases} 0,5h_0(1 + \sin \beta) - \delta, & h > 0, \varphi_{V0} < \varphi < \varphi_{VC} \\ 0, & \varphi < \varphi_{V0}, \varphi > \varphi_{VC} \end{cases} \quad (2.22)$$

де  $h_0$  – максимальний підйом;  $\delta$  – зазор у приводі клапана;  $\varphi_{v0}$ ,  $\varphi_{vc}$  – кути відкриття та закриття клапана,  $\Delta\varphi_v = \varphi_{vc} - \varphi_{v0}$  тривалість відкриття (рис.2.3б);  $\beta$  – допоміжний кут, який визначається кутом  $\varphi$  повороту колінчастого валу:

$$\beta = 2\pi \frac{\varphi - \varphi_{v0}}{\varphi_{vc} - \varphi_{v0}} - \frac{\pi}{2} = 2\pi \frac{\varphi - \varphi_{v0}}{\Delta\varphi_v} - \frac{\pi}{2}, \quad (2.23)$$

Для розрахунку витрати повітря, викликаного витоком з циліндра, слід визначити площу елементів  $f_i$ , якими відбувається витік. Такими елементами може бути щілина між клапаном і сідлом величиною  $\lambda_v$  і площею перерізу  $f_c$ , щілина між поршневим кільцем і циліндром величиною  $\lambda_p$  і площею  $f_p$ , сектор на головці клапана від сколу або прогару розміром  $c$ , а також отвір прогару на поршні діаметром  $\Delta$ :

$$f_v = \pi D \lambda_v, f_p = \pi D \lambda_p, f_c = \frac{\pi}{8} c^2, f_\Delta = \frac{\pi}{4} \Delta^2. \quad (2.24)$$

Останній параметр, який потрібно визначити в системі рівнянь (2.15), це тепловий потік від повітря до стінки циліндра і камери згоряння. Якщо припустити, що температура стінок двигуна  $T_w$  постійна за часом і рівномірна (однакова) за перерізами, що відповідає вимірюванню компресії «теплого» двигуна, то тепловий потік можна визначити за формулою:

$$\frac{dQ}{d\tau} = (F_p + F_x + F_{cc_1} + F_{cc_2}) \alpha_w (T - T_w), \quad (2.25)$$

де  $\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі між повітрям та стінками;  $F_x$  – площа бічної поверхні циліндра, що відкривається поршнем;  $F_{cc_1}$  – площа бічної поверхні камери згоряння;  $F_{cc_2}$  – площа торцевої поверхні камери згоряння.

Далі можна приблизно прийняти, що площа торцевої поверхні камери згоряння дорівнює площі поршня  $F_p$ , а площа бічної поверхні камери згоряння пропорційна її наведеній висоті  $h_{cc}$ . Тоді вираження (2.25) можна подати у вигляді:

$$\frac{dQ}{d\tau} = -\pi D \alpha_w \left( \frac{D}{2} + x + h_{cc} \right) (T - T_w). \quad (2.26)$$

Основна складність обліку теплових втрат у досліджуваному процесі полягає у правильному визначенні коефіцієнта тепловіддачі. Відомі формули розрахунку коефіцієнта тепловіддачі двигунів отримані зазвичай інших умов. У загальному випадку вони не підходять до режиму холодного прокручування, який характеризується в десятки разів меншими частотами обертання, відсутністю горіння, променистого теплообміну та ін. Тім не менш, в роботі [19] для режиму холодного прокручування двигуна обґрунтовується вибір формули Вошні для коефіцієнта тепловіддачі у вигляді:

$$\alpha_w = 130 \frac{(p \cdot 10^{-5})^{0,8} \omega_m^{0,8}}{T^{0,53} D^{0,2}}, \quad (2.27)$$

де  $\omega_m = 2,28C_m$  для газообміну та стиснення.

Для спрощення налагодження розрахункового алгоритму теплообмін у циліндрі не враховувався. Відповідно до рівнянь системи (2.15), тепловий потік від повітря в стінки (і назад) діє на температуру та тиск повітря в циліндрі аналогічно дії витрати повітря при витоку. Наприклад, при підвищенні тиску витікання з циліндра супроводжуються втратами теплоти нагрітим повітрям у стінки. І навпаки, при втіканні в циліндр повітря до нього підводиться тепло від нагрітих стінок. Ця особливість дозволила в 1-му наближенні не визначати теплові втрати, а врахувати їх вплив на процес збільшення площі витоку повітря з циліндра. У такому випадку система (2.15) набуде наступного найпростішого вигляду [32]:

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\tau} = (\gamma - 1) \psi T \\ \frac{dp}{d\tau} = \gamma \psi p \\ \psi = \frac{1}{x + h_{cc}} \left( -\frac{dx}{d\tau} + \frac{RT}{pF_p} \frac{dM}{d\tau} \right). \end{cases} \quad (2.28)$$

Система (2.28) вирішується чисельно з початковими умовами: при  $\tau=0$   $\varphi=0$ ,  $x=0$ ,  $T=T_0$ ,  $p=p_0$ . Для вирішення було використано метод Рунге-Кутта 2-го порядку (модифікований метод Ейлера) [33]. Однак при проведенні тестових розрахунків з'ясувалося, що рішення має ознаки нестійкості (автоколивань тиску) при малих перепадах тиску в процесі впуску-випуску, особливо поблизу перекриття клапанів. Найсильніше автоколивання виявлялися при значному витоку з циліндра у разі моделювання серйозних пошкоджень (наприклад, прогар клапанів).

Придушити коливання зменшенням кроку і підвищенням порядку методу вище 2-го не вдалося, причому при великому витоку з циліндра простий метод Ейлера 1-го порядку давав навіть меншу нестійкість, ніж Рунге-Кутта 2-го і вищих порядків. У кінцевому результаті для покращення стійкості рішення в області впуску-випуску було застосовано штучне згладжування для тиску за допомогою додаткового доданка з коефіцієнтом згладжування  $\vartheta$ :

$$p_i = p_{i-1} + \frac{\Delta\tau}{2} \left( \frac{dp_i}{d\tau} + \frac{dp_{i-1}}{d\tau} \right) + \vartheta(p_i + p_{i-2} - 2p_{i-1}). \quad (2.29)$$

Як це впливає з (2.29), згладжування не впливає на розрахункову величину тиску, якщо тиск незмінний або змінюється плавно (прямолінійно), але у разі різкої зміни тиску згладжування діє на нього в протилежний бік.

Штучне згладжування вводилося тільки при відкритому впускному та/або випускному клапані. При малому значенні коефіцієнта  $\vartheta$  воно не чинило будь-якого впливу на результати розрахунку (різниця у значенні максимальної

компресії не перевищувала 0,2%). В результаті тестових розрахунків коефіцієнт згладжування був прийнятий рівним 0,2 умови максимального придушення автоколивань тиску в циліндрі в процесі впуску і випуску. Автоколивання були відзначені й для температури, проте їх згладжування не проводилося через їхню невелику амплітуду.

При налагодженні моделі та алгоритму крок по куту задавався з умови 1000 точок за 1 цикл (2 обороти колінчастого валу), що при частоті обертання  $200 \text{ хв}^{-1}$  відповідало кроку за часом 0,0006 с. Вибір кроку був зумовлений тим, що його зменшення не призводило до зміни точності розрахунку та покращення стійкості, тоді як збільшення викликало посилення нестійкості.

## 2.2. Налаштування моделі холодного прокручування

Для налаштування моделі були використані експериментальні дані, отримані при вимірюванні компресії на різних двигунах одного типу, але у різному технічному стані [34]. Основні закономірності холодного прокручування в процесі вимірювання компресії були досліджені на прикладі двигуна розмірністю  $D \times S = 76 \times 71$  мм, ступенем стиснення  $\varepsilon = 9,9$ , з 2-клапанною головкою циліндра, з клапанами діаметром 37 і 32 мм, кутом робочої фаски  $\alpha = 45^\circ$ , підйомом  $h_0 = 10$  мм та фазами газорозподілу: початком впуску  $\varphi_{OV} = 696^\circ$  ( $24^\circ$  до верхньої мертвої точки) тривалістю  $264^\circ$  та початком випуску  $\varphi_{OV} = 486^\circ$  ( $54^\circ$  до нижньої мертвої точки) з тривалістю  $258^\circ$ .

В процесі експериментів проводився вимір миттєвого тиску в циліндрі за часом за допомогою тензодатчика моделі MD-10B, який з'єднувався з отвором запалювання свічки за допомогою перехідника (рис.2.4).

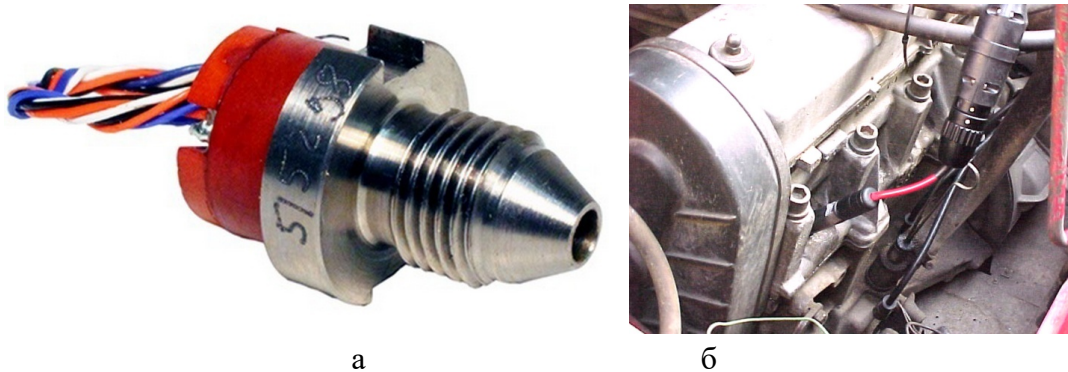


Рис.2.4. Датчик тиску моделі MD-10B (а) та його з'єднання з отвором свічки запалювання (б)

Сигнал датчика після посилення і перетворення в аналого-цифровому перетворювачі записувався в пам'ять комп'ютера. Для обробки запису використовувалася програма користувача [34], яка представляла результати

вимірювань у вигляді таблиць (рис.2.5) і розгортки (осцилограми) тиску за часом.

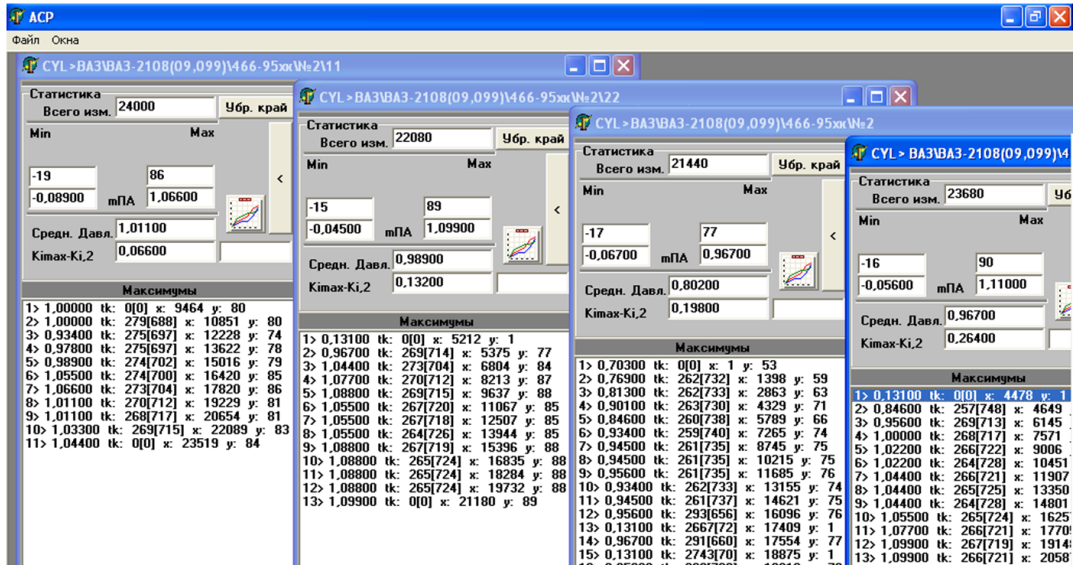
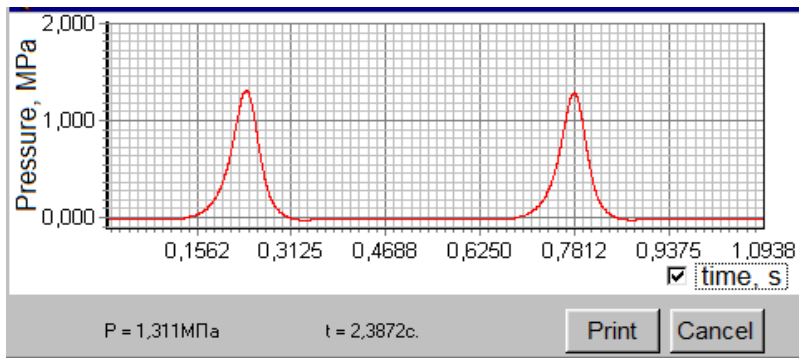
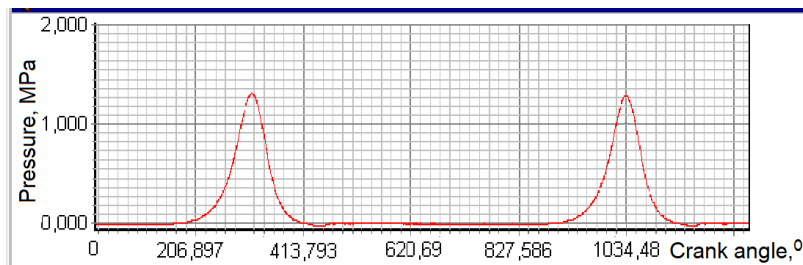


Рис.2.5. Інтерфейс програми для запису та обробки результатів вимірювань компресії.

При припущенні про постійну швидкість обертання при вимірі компресії діаграми тиску були збережені як за часом (рис.2.6а), так і по куту повороту колінчастого валу (рис.2.6б) [34].



а



б

Рис.2.6. Діаграми тиску в циліндрі з поданням за часом (а) та кутом повороту колінвала (б)

Ці дані були використані для налаштування моделі. З цією метою виконано параметричне моделювання, в якому змінювалася величина витоку через поршневі кільця шляхом зміни умовного зазору в парі кільця з циліндром. З умови відповідності величини максимальної компресії експериментальним даним (рис.2.6) було визначено значення умовного зазору між поршневим кільцем і циліндром  $\lambda_v = 0,028$  мм.

На рис.2.7а. представлені результати розрахунку циклу холодного прокручування двигуна з витоком, заданим за допомогою налаштування моделі. Після цього було виконано накладення експериментальної та розрахункової діаграм (рис.2.7б).

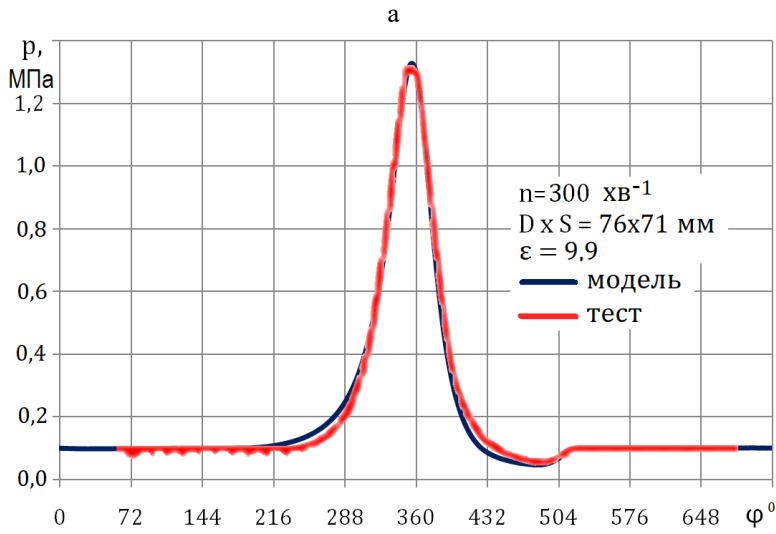
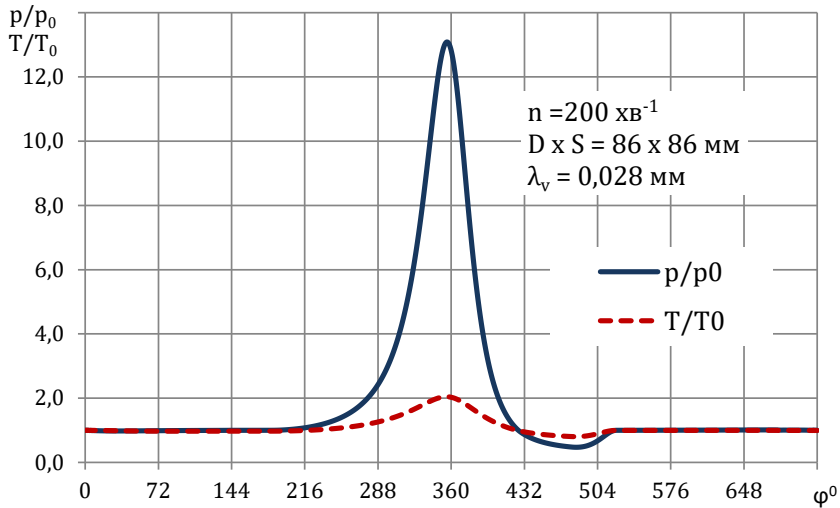
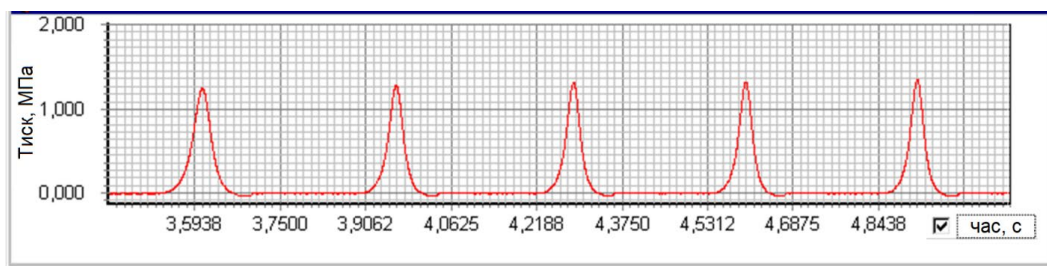
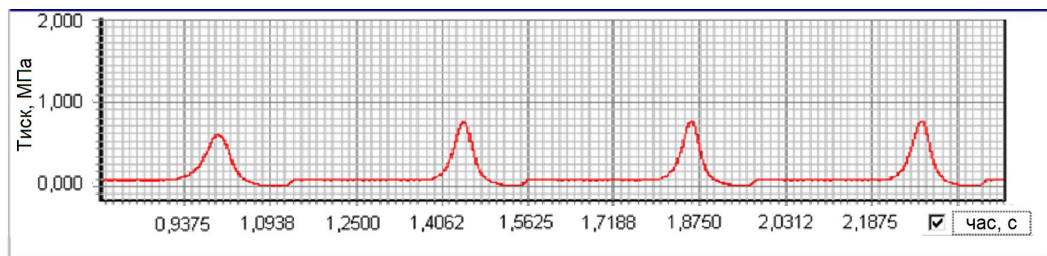


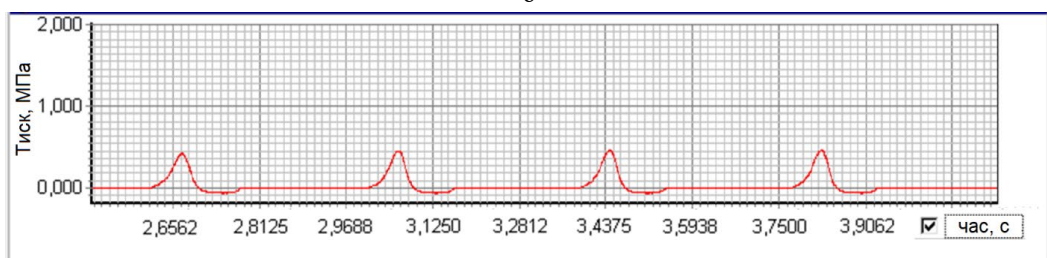
Рис.2.7. Результати моделювання тиску та температури в циліндрі при заданому витоку через поршневі кільця (а) та порівняння розрахункової та експериментальної діаграм шляхом їх накладення один на одного при однакових осях координат (б).



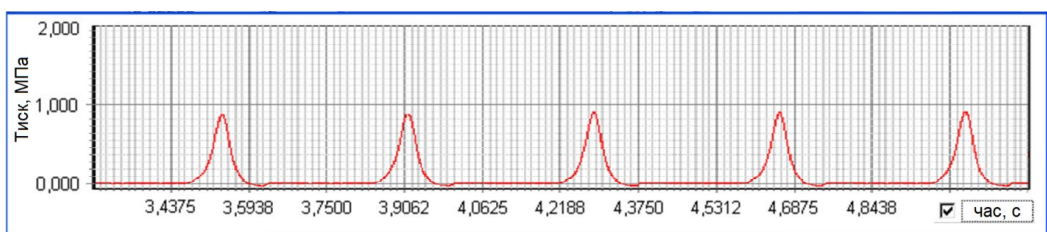
а



б



в



г

Рис.2.8. Діаграми тиску в циліндрі, отримані при випробуваннях одного типу двигуна [34]: а) циліндро-поршнева група та клапанний механізм у нормальному стані; б) сильний знос поршневих кілець; в) негерметичність сполучення клапана з сідлом; г) падіння тиску внаслідок гідрудару та деформації шатуна

Отримані криві показують загалом задовільний збіг розрахунку з експериментом. Звертає на себе відповідність отриманої кривої експериментальної діаграми як формою, так і кількісно. Однак найнаочніші результати отримані при введенні в модель різних типів пошкоджень. Для цього з наявної бази даних тестів компресії [34] було відібрано декілька найбільш характерних (рис.2.8.).

Порівняння результатів моделювання та експериментальних даних виконано за декількома видами ушкоджень, серед яких негерметичність сполучення клапана з сідлом (рис.2.9).

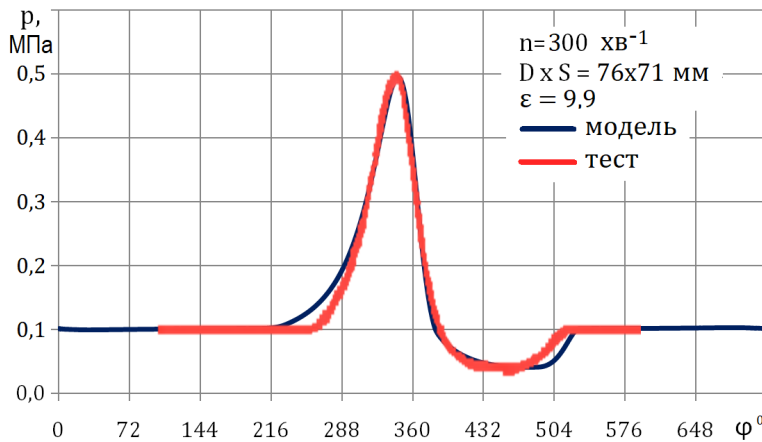


Рис.2.9. Порівняння результатів моделювання пошкоджень з експериментальними даними при негерметичності сполучення клапана з сідлом (діаграма на рис.2.3в)

Отримані дані не тільки показують відповідність даних моделювання тестам, але також дозволяють налаштувати модель у випадку, якщо характерний розмір пошкодження не визначений точно.

### 2.3. Результати моделювання компресії при різному стані циліндро-поршневої групи та клапанного механізму, порівняння з експериментальними даними

Загальна картина впливу різних видів пошкоджень на компресію, розрахована за допомогою моделі, представлена на рис.2.10. Криві зміни тиску при холодному прокручуванні (порівняно з двигуном у нормальному стані) послідовно наведені для наступних пошкоджень:

- 1) глибока подряпина на циліндрі шириною 0,75 мм,
- 2) наскрізний прогар поршня з еквівалентною площею прохідного перерізу, що відповідає отвору діаметром 3 мм,
- 3) плохе прилягання клапана до сідла (щілина 0,05 мм),
- 4) прогар або скол на головці клапана шириною 2 мм.

Для порівняння на діаграму (рис.2.10) нанесена також крива тиску в нормальному стані (із заданим витокм через кільця) та в ідеальному двигуні за відсутності витокм повітря з циліндра.

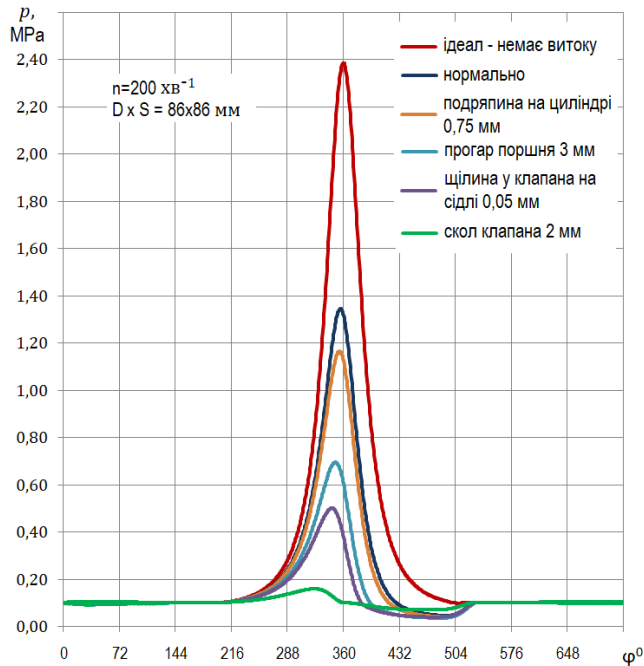


Рис.2.10. Отриманий під час моделювання вплив різних видів пошкоджень на компресію

Можливості розробленої моделі демонструє рис.2.11, у якому можна побачити розрахунковий вплив подряпини (задира) лежить на поверхні циліндра на компресію (рис.2.11а). Водночас найбільш важливою для практики експлуатації та діагностики є залежність компресії від частоти обертання при холодному прокручуванні (рис.2.11б).

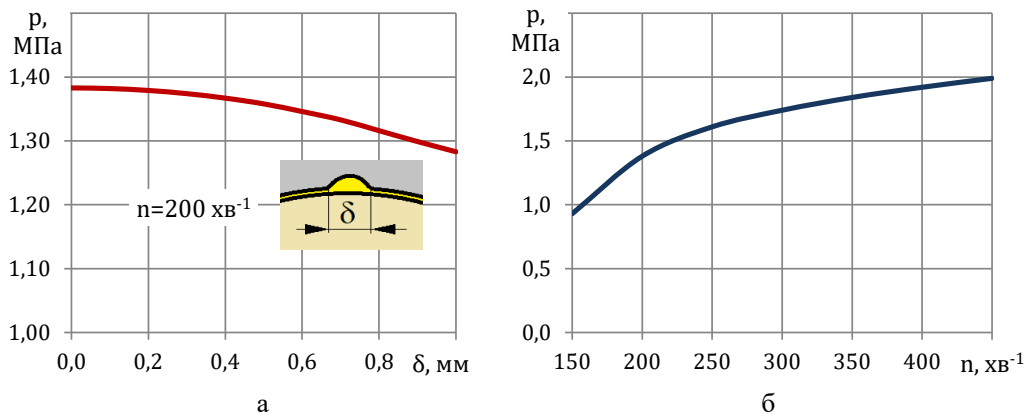


Рис.2.11. Результати тестування моделі: закономірності впливу розміру вертикальної подряпини на циліндрі (а) та частоти обертання (б) на компресію

Введення в розрахункову модель додаткового модуля розрахунку теплових втрат та використання системи рівнянь (2.15) замість (2.27) дозволило додатково виявити вплив теплових втрат на компресію (рис.2.12).

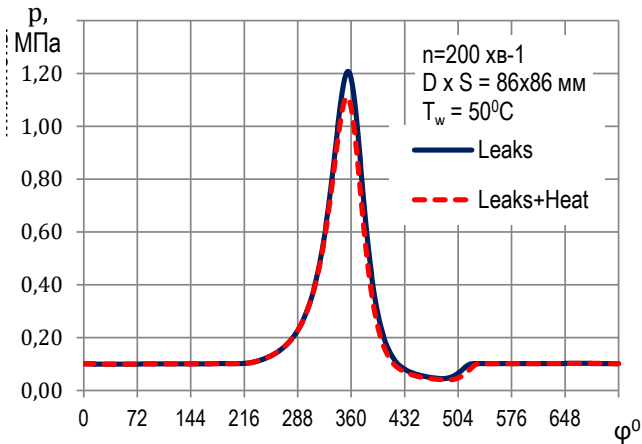


Рис.2.12. Розрахунковий вплив теплообміну на компресію (температура двигуна 50°C)

У цьому випадку, при заданій геометрії та режимі холодної прокрутки при температурі двигуна 50°C теплові втрати, розраховані за формулою Вошні, викликали зниження компресії з 1,21 до 1,11 МПа, тобто приблизно на 8%.

Модель також дозволяє моделювати та передбачати величину компресії у разі несправностей, для яких немає нині надійних статистичних даних. Наприклад, при гідродарі від потрапляння рідини в циліндр [35] можлива деформація (укорочення) шатуна. В такому випадку геометричний ступінь стиснення буде зменшено, що викликає очевидне зменшення максимального тиску в циліндрі. Модель дозволяє досить точно описати цей процес на діаграмі тиску при вимірюванні компресії (рис.2.13).

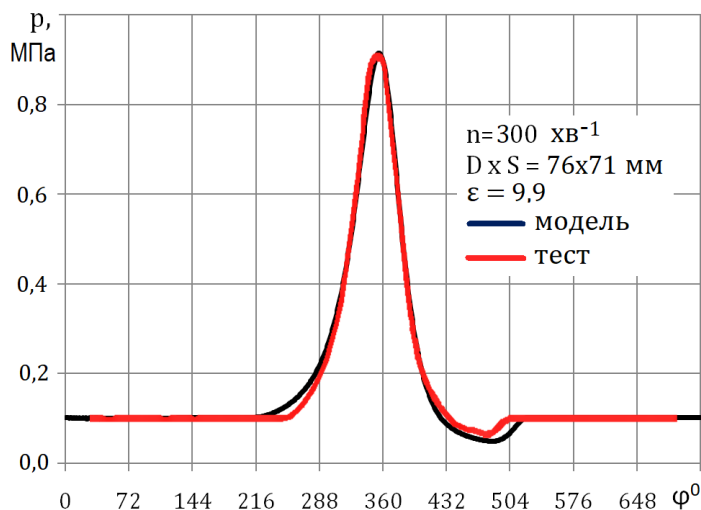


Рис.2.13. Порівняння розрахункової та експериментальної діаграми тиску в циліндрі після гідродару (діаграма на рис.2.3г). Така діаграма відповідає деформації (осьовому стиску) шатуна 2,6 мм.

Порівняння діаграм при різних ушкодженнях, але з приблизно близькими максимальними значеннями компресії (рис.2.14) дозволяє виявити ознаки гідроудару.

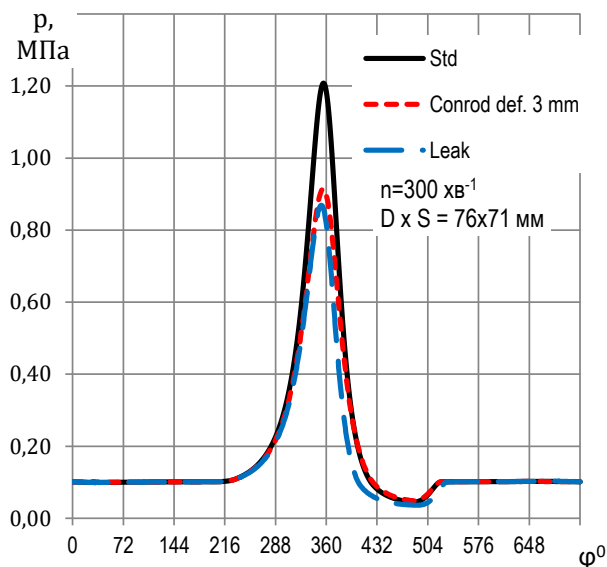


Рис.2.14. Вплив виду пошкодження на діаграму тиску: деформація (укорочення) шатуна при гідроударі впливає тільки на верхню частину кривої, тоді як додатковий виток повітря з циліндра впливають також на розміри та форму компенсаційної кишені.

Наприклад, якщо деталі циліндро-поршневої групи не одержують значних пошкоджень, на відміну від діаграми нормального двигуна спостерігається тільки у верхній частині кривої тиску. Якщо падіння компресії викликано пошкодженнями, пов'язаними з витком повітря з циліндра, відмінності в діаграмах будуть значними й в нижній частині, а саме, у формі та розмірах компенсаційної кишені. Причина таких відмінностей потребує аналізу та пояснення.

Обнадійливі результати моделювання дозволяють досліджувати вплив дефектів ремонту на компресію. На рис.2.15 представлені результати моделювання діаграми компресії за помилки в установці фаз газорозподілу.

Модель загалом добре підтверджує відомий з практики характер зміни компресії, а саме: зсув розподільного валу щодо колінчастого за годинниковою стрілкою (ранні фази, наприклад, через помилку ремонту) викликає зменшення компресії.

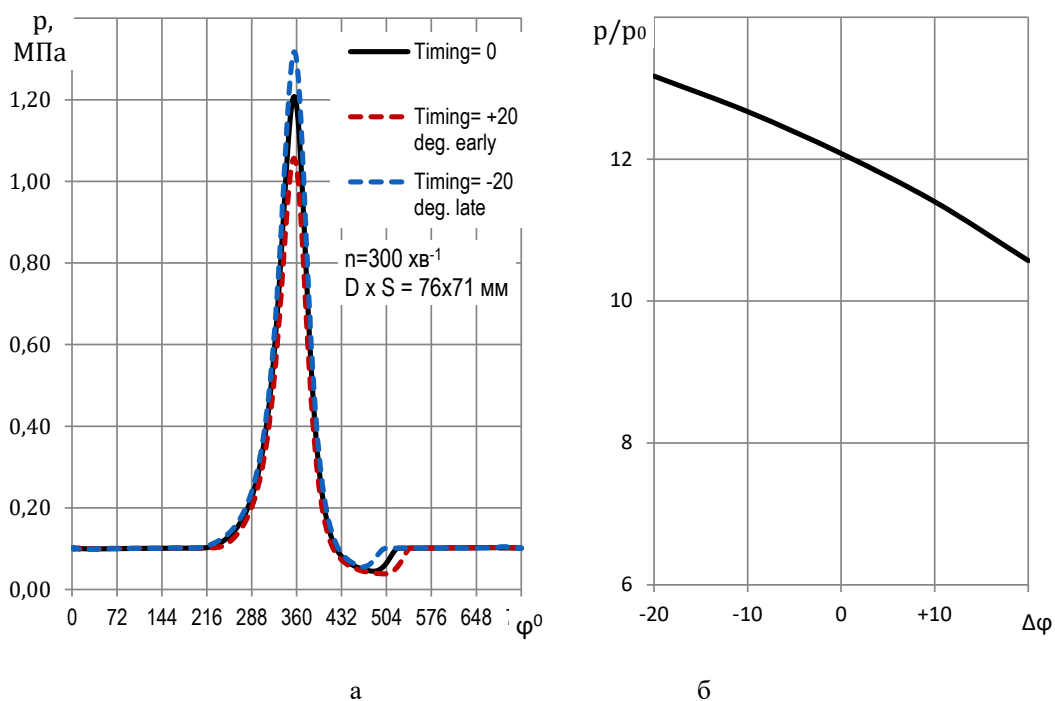


Рис.2.15. Вплив зсуву фаз газорозподілу на діаграму (а) та максимальне значення (б) компресії

Зрушення у зворотний бік (пізні фази, наприклад, внаслідок перескакування ременя), навпаки, підвищує компресію. Однак у цьому випадку йдеться про кількісні дані, включаючи ширину компенсаційної кишені (рис.2.15а), що може мати значення для правильної діагностики несправностей.

#### 2.4. Визначення зв'язку величини компресії з різними видами пошкоджень деталей двигуна та умов проведення вимірювань

При аналізі даних, отриманих за допомогою розробленої моделі слід відзначити дві ознаки, що підтверджують отримані результати. Так, збіжність моделі визначається збігом або принаймні дуже близькими значеннями вхідних і вихідних циклових значень тиску і температури в циліндрі. У такому випадку такий збіг бути й за тиском, і за температурою повітря (рис.2.7, 2.9, 2.10), причому сходження за температурою важливіше, і розходження тут не перевищує 1%.

Крім того, важливим підтвердженням правильності отриманих результатів є форма та розмір характерної компенсаційної (розширювальної) кишені на кривих після ділянки розширення (ходу поршня вниз після стиснення). Дана кишеня виникає в результаті витoku повітря з циліндра при стисканні, в

результаті чого тиск циліндрі в нижній мертвій точці виявляється нижче за тиск навколишнього середовища.

Як це впливає з даних експериментів, реальний двигун має компенсаційну кишеню, близьку до розрахункового не лише за формою, але й за значенням параметрів (рис.2.7, 2.9). Очевидно також, що чим більше буде кишеня, тим вища втрата повітря в результаті витoku з циліндра [7]. І навпаки, при зменшенні витoku розміри кишені зменшуватимуться. У межі, за відсутності витoku та втрат теплоти, кишеня не утворюється (рис.10). Усі ці особливості легко моделюються за допомогою моделі.

Вплив різних чинників як експлуатаційних ушкоджень на величину компресії загалом відповідає реальній практиці [6, 7]. Дійсно, найсильніший вплив на компресію мають ушкодження клапанного механізму, у той час, як ушкодження циліндро-поршневої групи менш критичні. Результати моделювання показано на рис. 2.7 та 2.10, загалом вони підтверджують відомі дослідні дані [18, 34].

Окремо слід зазначити вплив теплових втрат із циліндра на компресію (рис.2.12). Як це впливає з отриманих даних, будь-який вид витoku з циліндра знижує компресію помітно сильніше, ніж втрати тепла, розраховані за формулою Вошні (рис.2.10). З одного боку, цей результат підтверджує первісне припущення про можливість спрощення моделі шляхом обліку теплових втрат за допомогою додаткового витoku, який становить лише незначну частку загальної. З іншого боку, щодо впливу теплових втрат в умовах холодного старту нині немає надійних даних. Тому, можливо, у перспективі слід уточнити модель теплових втрат з циліндра.

З погляду практичного використання моделі найбільше значення має залежність компресії від частоти обертання (рис.2.11б), коли підвищення частоти обертання зі 150 до 450 хв<sup>-1</sup> викликає збільшення компресії вдвічі. Дані моделювання фактично підтверджують відомий із практики та досліджень [6] факт того, що компресія завжди помітно зростає зі збільшенням частоти обертання. Така залежність цілком очевидна, оскільки будь-який виток з циліндра відбувається за часом процесу, а воно скорочується обернено пропорційно до частоти. Ввести подібну корекцію за допомогою емпіричних та статистичних методів виявилось важко [17]. Тим самим модель дозволяє те, що важко зробити за допомогою експериментів, а саме передбачити з досить високою точністю, як змінюватиметься компресія в конкретному двигуні при зміні частоти обертання.

Це дає можливість ввести виправлення на будь-які показання компресометра, якщо відома частота обертання, при якій виконувався тест. Причому дана поправка є виключно важливою для правильної діагностики

двигунів. Вона дозволяє визначити вплив на показання приладу змін частоти обертання з будь-якої причини. Це можуть бути зміни характеристик акумуляторної батареї, стартера, моторної оливи, температури двигуна, тиску та температури навколишнього середовища тощо. Тобто модель дозволяє практично повністю виключити (або, навпаки, врахувати) вплив будь-яких експлуатаційних факторів на діагностичний параметр – компресію. А це те, що зазвичай не вдається зробити іншими способами.

Як це показано на рис.2.13 та 2.14, моделювання процесів при холодному прокручуванні може значно розширити можливості діагностики деяких видів несправності, серед яких гідроудар у циліндрі [35]. Якщо при гідроударі ущільнювальні властивості поршневих кілець не погіршуються (а саме так і відбувається на практиці), то витоку з циліндра при підвищенні тиску не зростають. Відповідно, незважаючи на помітне падіння максимального тиску внаслідок деформації (втрати стійкості) шатуна, нижня частина діаграми тиску в цілому і компенсаційна кишеня зокрема при гідроударі не зміняться. Це принципово відрізняє даний вид ушкодження від будь-яких інших, які зазвичай пов'язані зі збільшенням витоку повітря з циліндра і, відповідно, значно розширенням компенсаційної кишені (рис.2.14).

Характерною є також форма компенсаційної кишені при зрушенні фаз газорозподілу (рис.2.15а), коли ширина кишені змінюється фактично тільки разом з переміщенням точки початку випуску. Тоді за наявності якоїсь еталонної діаграми компресії даного двигуна зазначений дефект може бути виявлений за непропорційною зміною ширини кишені.

Звідси випливає, що при правильному порівняльному аналізі діаграми та порівнянні її з результатами моделювання з'являється можливість не просто локалізувати пошкоджену область (циліндр). Вони показують, що можна також отримувати надійні дані про характер та причину серйозних пошкоджень в експлуатації до руйнування двигуна та його розбирання. Це може запобігти руйнуванню пошкодженого двигуна [35] і значно у багато разів знизити витрати на відновлювальний ремонт.

У той самий час слід зазначити, що отримані результати лише перший досвід використання розробленої моделі. Вони показують, що потрібно, зокрема, подальше вдосконалення моделі, й у першу чергу, поліпшення стійкості розрахункового алгоритму в описах процесів впуску-випуску за малих швидкостях обертання. Крім того, необхідно усунути деякі спрощення, які можуть вплинути на результати. Наприклад, видається необхідним ввести та врахувати змінну швидкість обертання колінвала, оскільки нерівномірність обертання при малих частотах може бути значною. Крім цього, необхідно продовжити дослідження самої моделі за різних видів витоку. Для повної

відповідності з реальним процесом можна включити в модель об'єм сполучної трубки та врахувати гідравлічний опір зворотного клапана приладу. Тобто, в такому випадку найбільше значення має зіставлення результатів розрахунку з експериментальними даними з метою виявлення кількісних характеристик та закономірностей, які могли б зробити модель придатною для використання у практиці діагностування та моніторингу.

### **3. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ В РЕЗУЛЬТАТІ ВПЛИВУ АБРАЗИВНИХ ЧАСТИНОК**

Відомо, що абразивний знос є одним із головних факторів, що визначають надійність та ресурс усіх типів ДВЗ в експлуатації [36, 37]. Вплив абразивного зношування на технічний стан двигунів в експлуатації підтверджується відомими фактами. Протягом багатьох десятиліть значні зусилля конструкторів та дослідників були спрямовані на вирішення комплексу проблем, пов'язаних з абразивним зношуванням деталей та вузлів. Шляхи їх вирішення включали не тільки розробку заходів щодо зниження надходження абразивних частинок до пар тертя, але й зменшення впливу цих частинок на тертьові поверхні [38, 39].

І справді, за довгі роки всі основні закономірності абразивного зносу пар тертя стосовно двигунів внутрішнього згоряння були досить докладно вивчені, у тому числі в рамках фундаментальної наукової дисципліни, що досліджує тертя та знос – трибології [40, 41]. В результаті досліджень практично не залишилося "білих плям" у процесах, пов'язаних з абразивним зношуванням деталей ДВС. Так, були розроблені цілком конкретні та вичерпні рекомендації не лише щодо виявлення (діагностики), а й щодо запобігання абразивному зносу [42]. Це стосується комплексу відповідних заходів. Вони включають конструктивні, при проєктуванні та створенні нових зразків з метою організації ефективного очищення повітря, олії, робочих рідин від абразивних частинок, та технологічні, для забезпечення зносостійкості деталей та вузлів [43]. Далі заходи продовжуються в експлуатації та включають способи та принципи належної експлуатації транспортних засобів. Це дозволяє обмежити надходження абразиву у двигун. Не менш важливо виконати своєчасну та правильну діагностику технічного стану, що визначається абразивним зношуванням, а також застосувати правильні технології обслуговування та ремонту з виявлення та усунення наслідків впливу абразивних частинок [44, 45].

З іншого боку, слід зазначити, що розвиток ДВЗ як одного з основних типів двигунів транспортних засобів різного призначення, продовжується зараз в умовах жорстких обмежень, що накладаються економічними та екологічними вимогами. Відповідно до цього, конструкції ДВС досить швидко еволюціонують у напрямі задоволення нових економічних правил і екологічних стандартів.

У той самий час, слід зазначити, що добре вивчені раніше закономірності з погляду протидії абразивному зносу може бути не цілком відповідними принципам, які зазвичай закладаються під час проєктування нових ДВС в конкретну сучасну конструкцію. Причина в тому, що такі закономірності, як

правило, отримані за інших умов та інших конструкцій. Виникає суперечність між добре вивченими трибологічними характеристиками ДВЗ старих конструкцій та сучасними економічними та екологічними вимогами, яким старі конструкції в загальному випадку можуть не задовольняти. Це несе ризик позаштатного та незапланованого зниження ресурсу нових ДВЗ внаслідок підвищеного абразивного зносу.

Крім того, у переважній більшості практичних випадків абразивне зношування має загальний характер, коли його вплив приблизно однаковий на всі однотипні деталі.

Практика показує, що можливі специфічні види абразивного зносу. Наприклад, такий знос можливий внаслідок центрифугування пилу в каналах, що розгалужуються, що виявляються в реальних конструкціях ДВС [36, 37]. Особливо сильно такий знос проявляється навіть при незначних порушеннях регламенту обслуговування двигуна та невчасної заміни повітряного фільтра.



Рис.3.1. Патрубок з розгалуженням потоку від повітряного фільтра до турбокомпресорів правого та лівого ряду циліндрів V-подібного дизеля.

До каналів цього типу можна віднести, наприклад, патрубок подачі повітря повітряного фільтра V-образного ДВС з наддувом (рис.3.1).

На рис. 3.2 добре видно результат застосування даного патрубка в конструкції ДВС – вхідні крайки лопаток турбокомпресора, що отримували повітря з далекого (від повітряного фільтра) каналу патрубка, сильно пошкоджені в результаті газоабразивного зносу. Водночас лопатки компресора, що живиться повітрям через бічний відвід мають незначний знос.

У досліджуваному випадку застосовувався повітряний волокнистий фільтр. Однак його поєднання з патрубком, який має очевидне та абсолютно невинне, на перший погляд, конструктивне виконання, фактично вийшло малопродатним для двигуна в реальних умовах експлуатації. В результаті ресурс виявився в кілька разів знижений не тільки в одного з турбокомпресорів,

а й у всього двигуна в цілому (деталі циліндрів, які отримували додаткову кількість пилу, також мали підвищений знос).

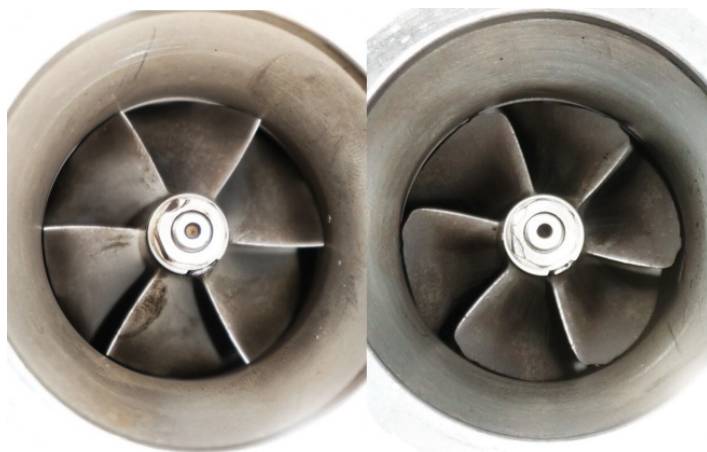


Рис.3.2. Вибірче газоабразивне зношування вхідних краєнок лопаток одного турбокомпресора з двох за 42000 км пробігу автомобіля.

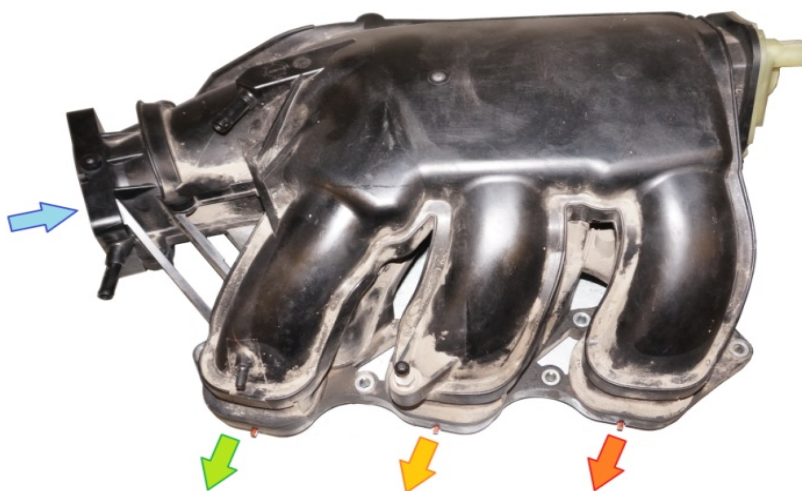


Рис.3.3. Впускний колектор зі змінною довжиною каналів V-подібного 6-циліндрового бензинового двигуна.

Ще сильніший вплив інерції пилу на її перерозподіл каналами виявляється у деяких конструкціях впускних колекторів. Відомо, що у компактних конструкціях з використанням дозарядки циліндрів шляхом зміни довжини каналів (рис.3.3) характерна висока швидкість повітря в колекторі. При цьому відбувається своєрідна мультиплікація абразивного зносу. Спочатку коштом описаних вище властивостей сучасних волокнистих повітряних фільтрів у впускну систему ДВЗ з часом може потрапляти дедалі більша кількість абразивних частинок пилу. Ці частинки як самі собою призводять до

абразивного зносу, а й викликають з допомогою інерції ще більше локальне посилення зносу шляхом перерозподілу пилу останні (по потоку) циліндри.



Рис.3.4. Надзвичайно сильне виборче абразивне зношування поршня №1 за 80.000 км, при цьому в інших циліндрах зносу майже немає.

В результаті в один циліндр може збиратися стільки пилу, що ресурс його деталей (і ДВЗ в цілому) коштує абразивного зносу зменшиться у багато разів (рис.3.4) порівняно з іншими циліндрами, ресурс яких, навпаки, тільки зростає. Це може призводити до передчасних відмов ДВС внаслідок надзвичайно сильного абразивного зношування тільки в одному циліндрі навіть у межах терміну гарантії виробника.

На рис. 3.5 показані поршні циліндрів №№ 1, 3 і 5, а також клапани з циліндра №1 двигуна V6 3,5 л після пробігу автомобіля 24013 км в умовах порушення умов експлуатації [36] внаслідок використання так званого повітряного фільтра "нульового опору" [37]. Двигун був виведений з експлуатації у зв'язку з надмірною витратою олії, що перевищила допустимий рівень 1 л на 1000 км пробігу.

Отримані дані свідчать, що робоча поверхня, поршневі кільця і канавки поршнів найбільше зношені в циліндрі №1. Дещо менше зношування в циліндрі №3 (верхні кільця в цих циліндрах були зламані у замку через вібрації, викликані надмірним збільшенням зазору в поєднанні з розбитою канавкою поршня). Водночас в інших 4-х циліндрах знос набагато менший або навіть знаходиться в межах допустимих.

Привертає увагу знос деталей в циліндрах №1 і 3 – він у багато разів більше, ніж в інших циліндрах. Цілком аналогічним чином зношуються деталі двигуна даної моделі й зі стандартним повітряним фільтром, якщо порушений регламент його заміни, з тією різницею, що зношування відбувається більш

тривалий час. Іншими словами, в описаних випадках знос має не загальний, що вже став звичним, а досить виражений локальний характер, впливаючи вибірково тільки на деякі деталі.



Рис. 3.5. Поршні та клапани двигуна V6 з колектором, зображеним на рис.3.3, після експлуатації з нештатним повітряним фільтром: а – поршень №1 (стрілками показані надзвичайно зношені канавки кілець), б – поршень №3, в – поршень №5, г – клапани циліндра №1 (стрілкою показаний сильно зношений клапан, розташований далі від входу в колектор)

Фактично експериментальні дані, отримані в експертних дослідженнях, показують – пил має не лише абразивні властивості, а й інерцію частинок. Через це частинки пилу внаслідок центрифугування можуть нерівномірно розподілятися по елементах конструкції впускної системи ДВС і концентруватися в одному з циліндрів, чим різко збільшувати знос деталей. В результаті довговічність двигуна різко в рази знижується і, таким чином, залежить не тільки від зносостійкості всіх деталей та ефективності повітряного фільтра, але і від конструкції впускної системи. Проте визначення кількісних

характеристик явища необхідно передусім знайти джерела абразивних частинок.

### 3.1. Деякі особливості фільтрації повітря в автомобільних двигунах

Для визначення можливих джерел абразивних частинок у двигуні потрібно передусім розглянути конструкцію сучасних повітряних фільтрів.

Відомо, що абразивне зношування у двигуні викликають абразивні дрібнодисперсні частинки розміром більш ніж 5 мкм [46], тому головне завдання повітряного фільтра - видаляти з повітря всі такі частинки. З цією метою конструктивно будь-який повітряний фільтр складається з двох частин - основи, яка надає фільтру жорсткість, але не бере участі в процесі фільтрації, і матеріалу (штори) з розвиненою поверхнею.

Заведено вважати, що повітряний фільтр повинен практично повністю або принаймні з якоюсь максимально можливою ефективністю очищати від абразивних частинок повітря, що надходить у двигун. І справді, у двигунах минулих років випуску набули безумовного поширення паперові фільтри [47]. Їхня робота заснована на механізмі безпосереднього затримання частинок пилу (рис.3.6).



Рис.3.6. Традиційний паперовий повітряний фільтр, що базується на затриманні частинок за допомогою ефекту "сита".

Безпосереднє затримання частинок засноване на так званому ефекті "сита" – коли виловлюються і затримуються всі частинки, які більші за розміри пор або відстані між волокнами у фільтрі (рис. 3.7).

Зрозуміло, що якщо в початковий період фільтр затримує всі частинки пилу з розміром більше заданого, то в міру забруднення розмір частинок, що затримуються фільтром, буде зменшуватися. В результаті в міру забруднення основні характеристики паперового повітряного фільтра – ефективність

очищення та тонкість відсіву, зростають, що загалом забезпечує високу якість очищення повітря в експлуатації.

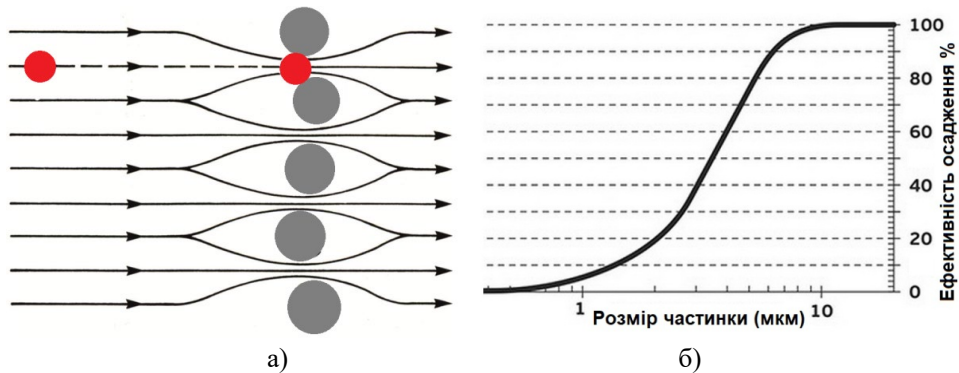


Рис. 3.7. Схема безпосереднього затримання частинок більша за заданий розмір порами матеріалу (ефект сита [13]): а) механізм затримання частинок більше заданого розміру; б) ефективність фільтра залежно від розміру частинок

Однак, з цієї корисної властивості паперових фільтрів випливають і недоліки – порівняно невелика брудомісткість та швидке зростання гідравлічного опору у міру забруднення [45, 49, 50]. Зрозуміло, що зростання опору призводить не тільки до зменшення кількості повітря, що надходить, але і до погіршення потужнісних та екологічних характеристик.

Саме ці недоліки при підвищенні екологічних вимог і призвели до поступової заміни традиційних паперових повітряних фільтрів на фільтри з так званого нетканого синтетичного волокна (рис. 3.8). Цей матеріал має хаотично розташовані волокна різної товщини приблизно 0,5-5 мкм, з відстанню між ними близько 10-50 мкм [43, 46, 51]. Такі фільтри називають фільтрами нефіксованими порами. Оскільки відстань між волокнами сильно різниться, самі волокна немає якогось спеціального плетіння друг з одним і, тим самим, мають можливість взаємного переміщення.

Саме ці недоліки стали однією з головних причин поширення волокнистих фільтрів.

Основна відмінність волокнистих фільтрів від паперових полягає в тому, що для фільтрації частинці не обов'язково застрягати у волокнах – якщо вона просто торкнулася фільтрувального матеріалу, цього вже достатньо для ефективного осадження. В результаті ефективна фільтрація відбувається при відстані між волокнами, що значно перевищує розміри частинок [46, 52].

Такі властивості волокнистих фільтрів пов'язані з кількома процесами, у тому числі з адгезією, дифузією, інерцією (рис. 3.9) та іншими ефектами [48, 51, 52].

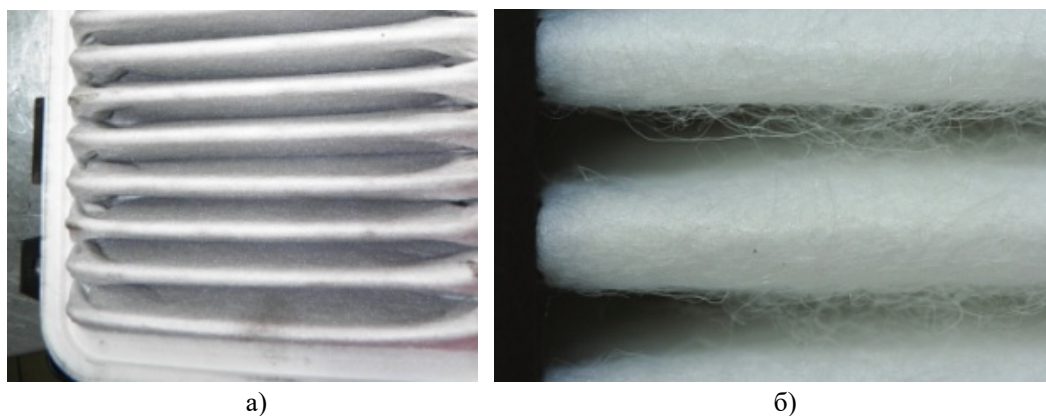


Рис. 3.8. Повітряний фільтр з нетканого волокнистого матеріалу (а) та фактура волокон зі збільшенням (б)

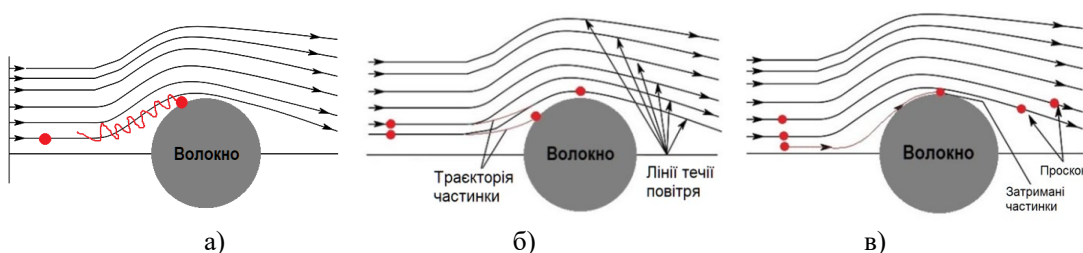


Рис. 3.9. Основні ефекти, на яких ґрунтується робота сучасних волокнистих фільтрів [45]: а) дифузії; б) інерції; в) зачеплення.

Аналіз всіх використовуваних у фільтрації ефектів (рис.3.10) показує, що ефективність фільтра залежить не тільки від розмірів частинок, що фільтруються, але і від параметрів самого фільтра, у тому числі від діаметра волокон у фільтрі та щільності упаковки волокон.

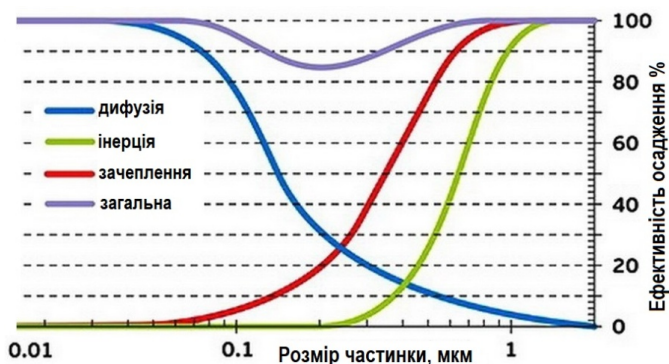


Рис.3.10. Вплив розміру частинок на ефективність фільтра при спільній дії кількох ефектів

Очевидно, що тонші волокна і що щільніше вони упаковані, то більше вписувалося площа їх зіткнення з частками. І чим краще волокна «чіпляють» частинки, тим ефективніше їхнє осадження. Але при осадженні частинок

зменшується відстань між волокнами, поверхня волокон захарашується, які площа збільшується. З цим може бути пов'язане погіршення ефективності фільтра з часом експлуатації [47].

Оскільки частки пилу не затикають пори, а налипають на волокнах [46, 52], помітного засмічення волокнистого фільтра з часом не відбувається, і прохідні перерізи між волокнами залишаються тією чи іншою мірою вільними (рис.3.11). Відповідно, не відбувається і помітного зростання гідравлічного опору фільтра в експлуатації у міру забруднення, яке вплив на роботу двигуна залишається мінімальним.

Незважаючи на зазначені переваги волокнистих повітряних фільтрів, згодом експлуатації виявляються їх недоліки. Коли волокна сильно забруднюються частинками, що осіли на них (рис.3.11), вони втрачають здатність затримувати абразив за допомогою описаних вище ефектів. Крім того, за деяких умов (наприклад, при механічному впливі) волокна можуть скидати частинки, що накопичилися, в повітря, що фільтрується [51]. Всі ці особливості волокнистих фільтрів зумовлюють поступове збільшення пропускання дедалі більшої кількості абразивних частинок двигуна.

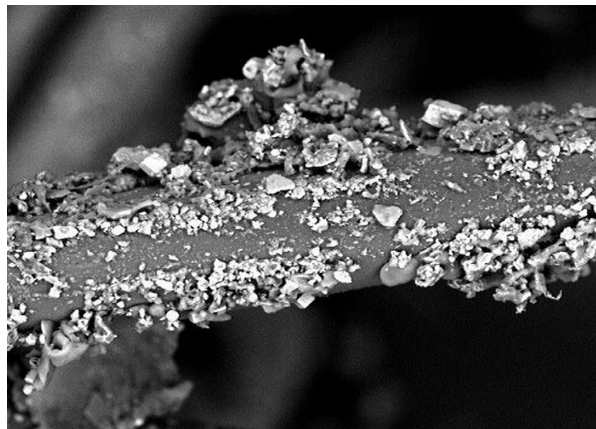


Рис. 3.11. Частинки, затримані на поверхні волокон під час забруднення фільтра [52].

Навіть при плавному збільшенні тиску і на невелику величину вивільнення накопичених частинок більш ймовірно, якщо розміри пор фільтрувального матеріалу збільшуються при деформації. Деякі чинні елементи, що фільтрують, схильні до подібних явищ, тобто до вивільнення частинок. Зазвичай вони виготовляються з фільтрувального матеріалу з безліччю волокон, німічно скріплених між собою, які можуть зміщуватися при зростанні тиску.

Цей процес має імовірнісний характер. У загальному випадку вивільнення накопичених фільтром частинок у нетканих волокнистих матеріалах більш ймовірно, якщо пори фільтрувального матеріалу можуть збільшуватися при

підвищенні перепаду тиску. Крім того, фільтрувальні матеріали всіх типів вловлюють, у тому числі й частинки меншого розміру, ніж розміри пір. За певних умов такі накопичені дрібні частинки утримуватимуться гірше, якщо пори фільтрувального матеріалу розширюються.

У цьому полягає відома проблема фільтрувальних матеріалів з нефіксованими порами [42, 46, 48]. У таких фільтрувальних матеріалах є безліч звивистих каналів, через які повітря може проходити різними шляхами. Природно, що найбільше вузькі канали блокуються (заповнюються частинками) раніше, у результаті все більша частина потоку протікає через дедалі ширші канали. Структурно такі фільтрувальні матеріали не є єдиним цілим. Тоді підвищений перепад тиску всередині ширших проходів може порушити структуру, отже, розширити ці проходи. Вочевидь, що це обставина негативно впливає на характеристики фільтра.

Фільтрувальні характеристики матеріалів з нефіксованими порами залежать не тільки від можливості затримування частинок, а й можливості їх адсорбування. До тих пір, поки сили, що діють на затримані частинки з боку фільтрованого середовища, менше сил, що утримують ці частинки у матеріалі, частинки залишаються зафіксованими в ньому. Однак у процесі експлуатації фільтра у фільтрувальному матеріалі накопичується певна кількість частинок. При різкій зміні потоку або тиску вплив з боку середовища, що фільтрується, може перевищити сили, що утримують. Тоді частина частинок буде віднесена потоком середовища, що фільтрується. Внаслідок частих скидів накопичених частинок в потік, що виходить з фільтра з деякою періодичністю, може створитися помилкове враження, що даний фільтр володіє високим ресурсом і терміном служби.

Крім того, для більшості матеріалів, що фільтрують, з нефіксованою пористою структурою характерна міграція фільтрувального матеріалу в відфільтроване повітря. Це означає, що частинки/волокна фільтрувального матеріалу відокремлюються від нього і відносяться потоком середовища, що фільтрується, забруднюючи відфільтроване повітря. Міграцію фільтрувального матеріалу в середовище, що фільтрується, часто помилково пов'язують з виносом з фільтрувального матеріалу «початкових» забруднень, наприклад, пилу і волокон, що потрапили у фільтр в процесі його виробництва.

Крім цього, забруднений фільтр з волокнами, на яких вже осіла велика кількість частинок, втрачає здатність затримувати та утримувати частинки малих розмірів коштом ефектів адгезії, дифузії та електростатичних сил. Причина в тому, що частинки, які осіли на волокнах і прикривають їх, блокують дію волокон на частинки, які знаходяться в потоці повітря (рис.3.12).

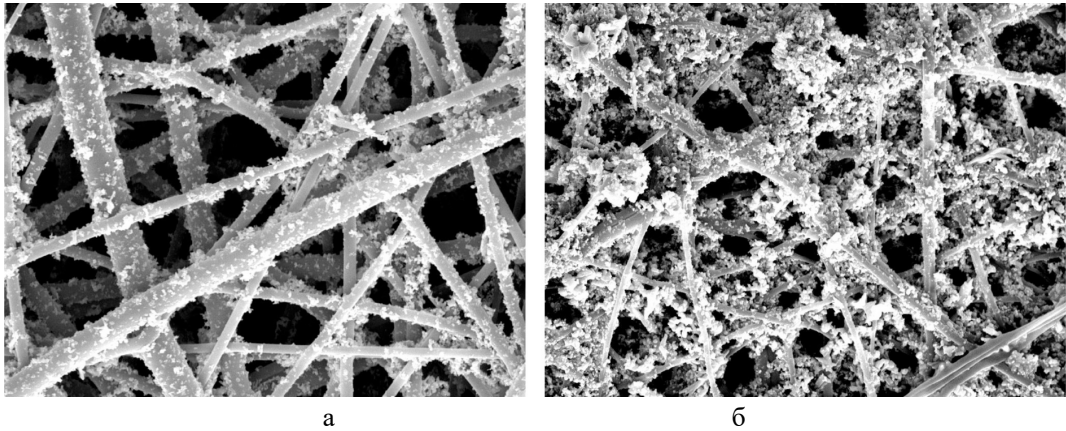


Рис. 3.12. Волокна фільтра після невеликого часу роботи (а) та перед заміною (б). Якщо волокна забруднені, вони втрачають здатність затримувати дрібні частинки і такі частинки можуть безперешкодно проходити в двигун [37].

Крім того, описане вище поступове блокування вузьких каналів частинками призводить до спрямування дрібних частинок у канали великих розмірів, які не забезпечують ефективної фільтрації дрібних частинок.

Таким чином, якщо у старих паперових фільтрів з часом спостерігалось підвищення ефективності очищення зі збільшенням опору, то у сучасних волокнистих фільтрів слід виділити поступове погіршення ефективності очищення як головну особливість. Зміна параметрів різних типів фільтрів у процесі експлуатації приблизно ілюструє рис. 3.13.

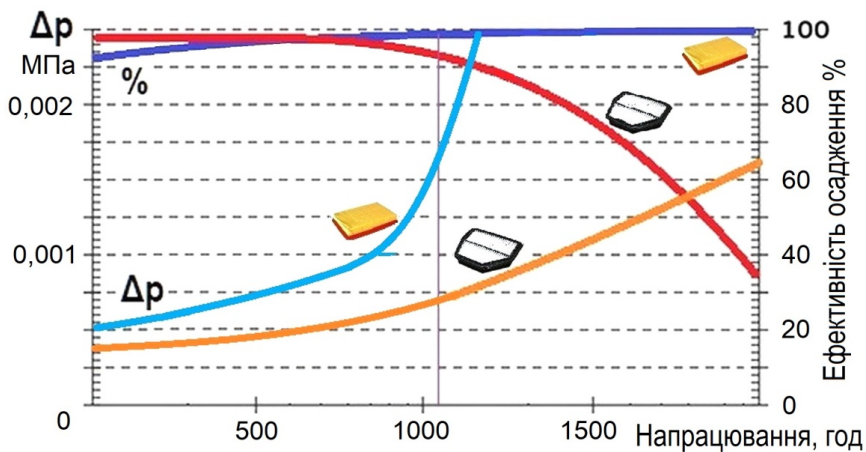


Рис. 3.13. Орієнтовний характер зміни перепаду тиску та ефективності фільтрації у волокнистого фільтра порівняно з паперовим у процесі експлуатації

Головною проблемою паперового фільтра є швидке зростання гідравлічного опору поблизу граничного напрацювання. У нетканого волокнистого фільтра спостерігається падіння ефективності осадження

частинок (фільтрації), тоді як гідравлічний опір фільтра може ще досягти критичних значень.

Така особливість нетканого фільтра сприятливо позначається на роботі системи подачі палива та екологічних характеристик двигуна, проте падіння ефективності фільтрації може стати реальною загрозою для надійності та довговічності. Це пов'язано з відсутністю явно видимих зовнішніх ознак забруднення, коли продовження експлуатації двигуна із забрудненим повітряним фільтром може призвести до абразивного зношування та помітного зниження ресурсу.

Однак при пошуку закономірностей важливо проаналізувати не так схильність деталей двигуна абразивному зносу (вона в цілому докладно вивчена), скільки здатність різних елементів конструкції впливати на абразивний знос деталей і зниження ресурсу двигуна. При цьому необхідно врахувати, що багато конструкцій двигунів, а також принципи їх конструювання [53-57] залишаються незмінними багато десятиліть. Водночас поширення волокнистих фільтрів відбулося порівняно недавно кілька десятків років тому. Це означає, що простий перехід з паперових фільтрів на волокнисті при незмінній конструкції двигуна може спричинити нові несправності, яких раніше не зустрічалося і не описувалося.

### **3.2. Особливості конструкції, які можуть вплинути на абразивне зношування**

Протягом тривалого часу в практиці проектування та експлуатації ДВЗ вважалося, що повітря, яке надходить у двигун, після належного очищення за допомогою повітряного фільтра є чистим від пилу. Тоді пил не надають жодного впливу на процеси, що відбуваються за весь термін служби двигуна. І навпаки, у разі проблем з очищенням повітря від пилу двигун міг зазнати прискореного абразивного зносу.

Аналіз джерел свідчить, що модель спрощеного, тобто. без урахування динамічних процесів у впускній системі, впливу частинок пилу на зношування деталей ДВС набула широкого поширення. Це підтверджується тим, що значні зусилля були традиційно зосереджені на вивченні абразивного зношування деталей та способів його зменшення як основного шляху підвищення надійності та довговічності двигунів [58]. З одного боку, цей шлях передбачає надання високої зносостійкості парам тертя [57], з другого – вимагає підвищення ефективності очищення повітря [59]. При цьому той факт, що перебіг повітря з частинками пилу є 2-фазним (така течія докладно досліджується в додатках для промислового відцентрового очищення [60, 61]),

у багатьох дослідженнях ДВЗ взагалі не враховується, хоча це може вплинути на абразивний знос і Довговічність двигунів.

Дійсно, основні джерела з теорії, конструкції та несправностей двигунів [54, 56, 62] зазвичай не згадують про будь-яку проблему, пов'язану з 2-фазними течіями. Виняток становлять системи відцентрового очищення повітря та циклонні фільтри, дослідженням яких присвячено досить велику кількість робіт [39, 59]. Традиційний підхід до цієї проблеми передбачає також, що пил може вплинути на звичайний автомобільний двигун, викликавши в ньому абразивне зношування, тільки у разі якогось порушення цілісності повітряного фільтра або з'єднань впускного тракту. А оскільки це експлуатаційне пошкодження, воно, як правило, мало цікаве дослідникам та конструкторам, які десятиліттями створювали конструкції двигунів та їх систем, закладаючи в розрахункові моделі "чисте" від пилу, тобто повністю очищене повітряним фільтром повітря [54, 56, 58].

Разом з тим навіть простий аналіз характеристик застосовуваних повітряних фільтрів [48, 51, 54, 63] показує, що повітря після повітряного фільтра дуже далеке від стану, який можна було б назвати "чистим". Так, паперові повітряні фільтри затримують лише частину частинок розміром менше ніж 20-30 мкм. Причому чим менший розмір частинок, тим більше таких частинок проходить у двигун. Сучасні повітряні фільтри [48, 49] затримують понад 99% всіх частинок, включаючи найдрібніші, проте в міру експлуатаційного забруднення можуть поступово втрачати свої властивості [36, 42]. Це може призводити до погіршення якості очищення та пропуску у двигун додаткової, дедалі більшої кількості частинок, у тому числі якоїсь кількості й раніше затриманих частинок [37, 45].

Ситуацію ускладнює поява та поширення конструкцій впускних систем змінної довжини, що використовують динамічні явища для дозарядки циліндрів [37, 58]. У подібних конструкціях впускний колектор вже не є засобом згладжування пульсацій повітря, навпаки, він може бути включений до загальної коливальної системи, і швидкості повітря в ньому можуть бути значними. У таких умовах слід очікувати нерівномірного перерозподілу пилу по каналах впускної системи та циліндрів.

### **3.3. Особливості розподілу пилу в впускних каналах, що розгалужуються.**

З принципів роботи деяких типів сучасних волокнистих повітряних фільтрів [46, 51, 52, 64] випливає особливість: починаючи з деякого моменту часу забруднення фільтра призводить до того, що у впускну систему може потрапляти все більша кількість абразивних частинок, які не будуть затримані фільтром. Однак впускні системи ДВЗ зазвичай проєктуються з умови

"чистого" повітря, повністю очищеного від частинок. Така суперечність може призводити в реальній експлуатації до перерозподілу абразивних частинок між циліндрами, у тому числі до концентрації частинок в окремих циліндрах, і викликати помітне зменшення ресурсу коштом прискороного зносу деталей.

Відомо, що абразивні частинки в діапазоні розмірів 5-30 мкм викликають абразивне зношування пар тертя, причому розмір 10-20 мкм є найбільш руйнівним для деталей двигунів [43, 46]. Однак залишається не дослідженим питання, на які процеси у впускній системі можуть вплинути частинки із зазначеного діапазону, якщо їхня кількість в експлуатації не зменшуватиметься, як це відбувалося раніше з паперовими фільтрами, а збільшуватись. Або, іншими словами, необхідно визначити, як ресурс двигуна залежить від властивостей повітря у впускній системі, якщо повітря не є ідеально чистим та містить абразивні частинки.

Очевидно, що будь-яка частинка має масу і при зміні напрямку руху повітряного потоку може відставати від ліній течії в результаті дії сил інерції. У разі слід очікувати перерозподілу частинок по перерізу каналу при повороті потоку – частинки по інерції будуть витіснені у бік більшого радіуса, тобто відбудеться центрифугування частинок [65].

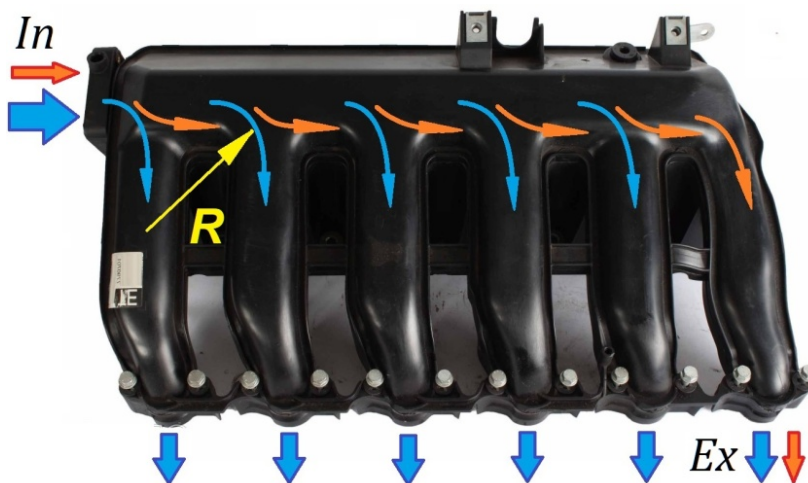


Рис. 3.14. Впускний колектор ДВЗ – типова система, в якій при рівномірному повороті повітря в бічні відводи по радіусу  $R$  можливе центрифугування частинок пилу та їх перерозподіл коштом відцентрових сил до далеких від вхідного перерізу колектора  $In$  циліндрів [37]

Неважко припустити, що цей ефект буде найбільш виражений за наявності у каналу бічних відводів. Саме там слід очікувати перерозподілу частинок в бік прямолінійного руху, оскільки інерція перешкоджає відхиленню частинок від прямолінійного руху.

І дійсно, такі елементи конструкції, в яких можливе центрифугування абразивних частинок, досить широко застосовуються у впускних системах сучасних ДВЗ. Це різні розподільні патрубки для подачі повітря рядами циліндрів, а також колектори з трубопроводами подачі повітря безпосередньо до циліндрів (рис.3.14).

Можна також припустити, що найбільшого ефекту від центрифугування частинок слід очікувати при різких поворотах потоку з малими радіусами закруглення. За відповідних припущень це можна розрахувати.

### 3.4. "Радіусна" модель розрахунку розподілу пилу в каналах, що розгалужуються

З метою визначення можливих несправностей, які можуть бути викликані центрифугуванням частинок пилу, розглянемо рух одиначної частинки за криволінійної траєкторії (рис.3.15) поблизу бічного відведення з каналу у вигляді трійника. Така конфігурація каналів зустрічається у конструкції повітроводів двигунів різних типів.

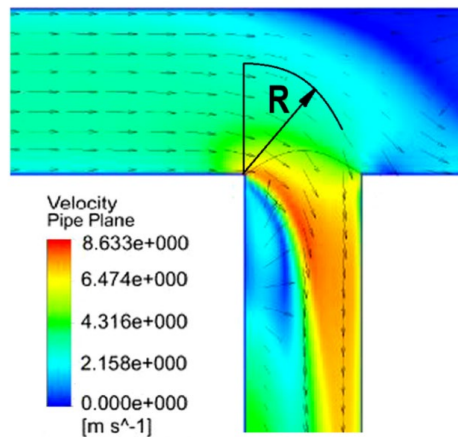


Рис. 3.15. Візуалізація течії при розгалуженні потоку з умовою приблизної рівності витрат повітря в прямому та бічному каналах [67] – зона повороту потоку обмежена радіусом, розмір якого близький до діаметра бокового каналу

Як це впливає з [67], при близькому значенні витрат повітря в прямому та бічному трубопроводах лінії струму поблизу відведення обмежені радіусом, близьким за величиною до ширини (діаметру) бічного каналу з центром у кутовій точці (рис.3.15).

У такому разі можна скласти розрахункову схему завдання (рис.3.16) у вигляді лінії току течії повітря з радіусом  $R$ , а траєкторія частинки коштом відцентрових сил відхилиться від лінії току і поступово перейде на

більший радіус. Відхилення траєкторії частинки від лінії току повітря на краю бічного каналу викличе "проскакування" частинки повз бічний канал, що може спричинити перерозподіл пилу, коли навіть при однаковій витраті повітря в бічний канал надходитиме менша кількість пилу.

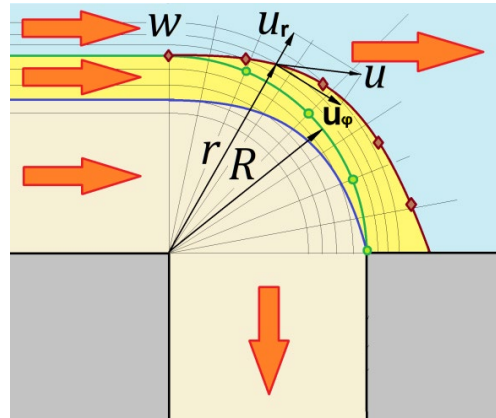


Рис. 3.16. Схема руху частинки пилу по радіусу: внаслідок інерції частка переходить на більший радіус і може проскочити поворот у відвід [37]

Для цих процесів цілком детально розроблені відповідні моделі. Так, прискорення частинки, що рухається, визначається дією великої кількості різних сил  $F_i$  [68], в тому числі тяжкості, відцентрової, Архімеда (виштовхування), аеродинамічного опору, Коріоліса, Бассе (пов'язаної з передісторією руху), Саффмена (підіймальної), Магнуса (при обертанні). У векторній формі рівняння руху частки записується як [69]:

$$m \frac{d\vec{u}}{d\tau} = \sum_i \vec{F}_i, \quad (3.1)$$

де маса частинки  $m$  залежить від діаметра  $d$  і щільності  $\rho_p$  частинки (пил складається, головним чином, з кварцу [37], який має щільність  $\rho_p = 2700 \text{ кг/м}^3$ ).

Це рівняння фактично показує наступне: якщо маса частки зневажливо мала, то частка рухається строго лініями струму повітря. Однак коли маса частки зростає, частка може відставати від ліній струму під дією сил інерції (центрифугуватися). У такому випадку потрібно визначити відхилення частинки від лінії струму повітря по радіусу при різних швидкостях потоку, кутах відведення та розмірах частинок. Такий аналіз динаміки руху одиничної частинки часто використовується на практиці, у тому числі в розрахунках систем відцентрового (циклонного) очищення повітря [64], пневмотранспортуючих систем [65] та інших додатках. Оскільки розрахункова модель будується на визначенні відхилення траєкторії частинки від деякого радіуса, така модель умовно названа "радіусною".

Для виведення розрахункових рівнянь було прийнято такі спрощувальні припущення:

- 1) сила тяжіння відсутня (це можливо, коли частинки мають малий розмір та/або високу швидкість),
- 2) потік повітря стаціонарний, тобто рухається з постійною швидкістю  $w$  на радіусі  $R$ ,
- 3) параметри потоку в поперечному напрямку (вісь  $z$ ) незмінні,
- 4) зіткнення частинок зі стінками та між собою відсутнє.

Розглянемо задачу в полярних координатах і спростимо її відповідно до зроблених припущень, а саме, знехтуємо силами тяжкості та покладемо параметри в напрямку, яке перпендикулярне площині руху частинки, незмінними. Тоді з рівняння (1) можна отримати систему з 2-х рівнянь для радіального (за радіусом  $r$ ) та окружного (по куту повороту  $\varphi$ ) прискорення частинки. Ця система описує рух частинки по радіусу у вигляді

$$\begin{cases} m \frac{du_r}{d\tau} = F_{A\varphi} + F_{Cr} \\ m \frac{du_\varphi}{d\tau} = F_k + F_{C\varphi} \end{cases} \quad (3.2)$$

де  $u_r$ ,  $u_\varphi$  – радіальна та окружна складові швидкості частинки,  $F_{A\varphi}$  – сила Архімеда (виштовхувальна),  $F_k$  – Коріолісова сила,  $F_{Cr}$  та  $F_{C\varphi}$  – складові результуючої сили аеродинамічного опору

$$\vec{F}_C = -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} \vec{u}. \quad (3.3)$$

де  $\rho$  – щільність повітря,  $C_D$  – коефіцієнт аеродинамічного опору.

Для вирішення системи (3.2) необхідно докладніше розписати складові рівнянь. Наприклад, коефіцієнт опору  $C_D$ , що входить у формулу (3.3), можна визначити за допомогою однієї формули для сфери. При числі Рейнольдса в діапазоні  $0,01 < Re < 700$  справедлива формула Клячко [37]

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt[3]{Re}}. \quad (3.4)$$

Число Рейнольдса, яке визначається за швидкістю частинки щодо повітря, може бути розраховане за окружною складовою швидкості частинки, якщо радіальна швидкість мала:

$$Re = \rho \frac{|\vec{w} - \vec{u}|}{\mu} d = \rho \frac{|w - u_\varphi|}{\mu} d. \quad (3.5)$$

Далі, радіальна та окружна складові сили аеродинамічного опору можуть бути записані у вигляді:

$$\begin{aligned}
F_{C_r} &= -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} u_r \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2} \\
F_{C_\varphi} &= -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} (u_\varphi - w) \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2},
\end{aligned} \tag{3.6}$$

а сили Архімеда (виштовхування, відцентрова) та Коріоліса [43]:

$$F_{A_\varphi} = \frac{m_p u_\varphi^2 - \rho V_p w^2}{r}, \quad F_k = -m_p \frac{u_\varphi u_r}{r} = -\rho_p V_p \frac{u_\varphi u_r}{r}. \tag{3.7}$$

Таким чином, підстановкою всіх складових сил у систему рівнянь (3.2) можна отримати математичну модель руху частинки у вигляді системи з двох рівнянь для розрахунку радіального та окружного прискорення частинки [37]:

$$\begin{cases} \frac{du_r}{d\tau} = \frac{1}{r} \left( u_\varphi^2 - \frac{\rho}{\rho_p} w^2 \right) - \frac{3}{4} C_D \frac{\rho u_r}{\rho_p d} \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2} \\ \frac{du_\varphi}{d\tau} = -\frac{u_\varphi u_r}{r} + \frac{3}{4} C_D \frac{\rho (w - u_\varphi)}{\rho_p d} \sqrt{u_r^2 + (w - u_\varphi)^2} \end{cases}. \tag{3.8}$$

Рішенням системи є складові швидкості частинки  $u_\varphi$  та  $u_r$ , а також траєкторія руху частинки, які визначаються за допомогою ітерацій з кроком за часом  $\Delta\tau$ , поточним кутом  $\varphi$  і поточним радіусом  $r$ .

В результаті з'являється можливість визначити траєкторії руху частинок під час руху в криволінійних каналах впускної системи. Якщо йдеться про бічні відведення каналів, то правильний аналіз розрахункових траєкторій може дати можливість оцінити вплив форми каналів на надходження в них абразивних частинок, а також вплив цього процесу на абразивне зношування у двигуні.

Система рівнянь (3.2) після перетворення до виду (3.8) вирішується чисельно з початковими умовами:  $\tau = 0$ ,  $\varphi = 0$ ,  $r = R$ ,  $u_\varphi = w$ ,  $u_r = 0$  для заданого радіуса  $R$  та швидкості течії повітря  $w$  при заданому розмірі частинки  $d$ . Далі рішення шукається за допомогою наступних ітерацій по формулам:

$$\begin{aligned}
u_r &= u_r + \frac{du_r}{d\tau} \Delta\tau, \quad u_\varphi = u_\varphi + \frac{du_\varphi}{d\tau} \Delta\tau, \\
\varphi &= \varphi + \frac{360}{2\pi r} u_\varphi \Delta\tau, \quad r = r + u_r \Delta\tau, \quad \tau = \tau + \Delta\tau.
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Це дозволяє розрахувати поточне відхилення (відставання) частинки від лінії течії повітря по куту та радіусу:

$$\Delta\varphi = \varphi - \frac{180w}{\pi R} \tau, \quad \Delta r = r - R. \tag{3.10}$$

Такий розрахунок не викликає жодних складнощів, але його результати у вигляді траєкторії частинки та її відхилення від лінії течії повітря не є наочними для їх використання на практиці.

### 3.5. Модель обліку впливу відхилення частинки від лінії течії на розподіл частинок по каналах, що розгалужуються.

Для практичної мети дослідження важлива як траєкторія, але й розподіл частинок за каналами. Тобто необхідно визначити, скільки частинок проскочить бічний відвід при повороті потоку коштом центрифугування, а скільки поверне у відвід із загальної кількості частинок, що надійшли в канал.

З цією метою у першому наближенні, крім умови малих відхилень частинки від кругового руху, було прийнято просте співвідношення для траєкторії частинки (рис. 3.16). Воно визначає догляд частинки в кінці повороту потоку на радіус, який більший за радіус  $R$  на величину  $\Delta R$ . Це означає, що якщо частинка починає криволінійний рух на початковому радіусі, який менше  $R$  на ту ж величину  $\Delta R$ , вона потрапляє прямо на край бічного каналу.

При рівності витрат повітря через прямий канал і бічне відвід в ідеальному випадку частинки не відстають від ліній течії (наприклад, при малому розмірі частинок та/або малої швидкості повітря). Тоді кількість частинок  $G_r$ , які надходять у бічному відводі в одиницю часу, і кількість частинок  $G_{ex}$ , які проходять прямо, однаково та у сумі дорівнює кількості частинок  $G_{in}$  на вході в трубу:

$$G_{ex} = G_r = 0,5G_{in} . \quad (3.11)$$

В даному разі йдеться про кількість частинок в одиницю часу. При виконанні подальшого аналізу шуканим буде відносна витрата частинок (тобто, кількість частинок, що проходить через переріз в одиницю часу), для якого не має принципового значення, які величини розглядати – масову витрату або кількість частинок (в одиницю часу).

У разі, коли коштом інерції частинка йде на більший радіус, вона може не потрапити в бічний відвід. У такої частинки початок лінії току буде розташовано на зовнішній межі потоку приблизно в середній частині труби (рис.3.16). Тоді відхилення кількості частинок у бічному відводі від половини загальної кількості можна покласти приблизно пропорційним зміні радіуса.

Отже, кількість частинок у бічному відводі  $G_r$  буде меншою, ніж вихідна половина від частинок на вході  $G_{in}$ , пропорційно до величини  $\Delta R$ , що можна наближено записати як

$$G_r = \frac{G_{in}}{2} \left( 1 - \frac{\Delta R}{R} \right). \quad (3.12)$$

Звідси випливає, що відносна (віднесена до частинок на вході) кількість частинок, що пройшли прямо по трубі, буде приблизно дорівнює:

$$\bar{G} = \frac{G_{ex}}{G_{in}} = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{\Delta R}{R} \right). \quad (3.13)$$

де  $\Delta R = f(\Delta\varphi)$  – зміна радіуса траєкторії частинки на заданий кут бічного каналу ( $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$  або будь-який інший) згідно з рішенням (3.9) системи рівнянь (3.8).

Як приклад розглянемо малолітражний двигун об'ємом 1,2 л із діаметром впускних каналів 40 мм. Радіус траєкторії лінії току повітря при розрахунку руху частинки в 1-му наближенні прийнятий рівним діаметру каналу (40 мм).

Розрахунок відносної кількості частинок на виході з прямого каналу до кількості частинок на вході в канал був виконаний при куті повороту потоку у відводі  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  і  $135^\circ$  для частинок різних розмірів в діапазоні 5-30 мкм і за різних швидкостях повітря. Оскільки швидкість повітря пропорційна режиму роботи двигуна при заданому перерізі каналів і об'ємі циліндрів, досліджений діапазон швидкості повітря  $w = 5-20$  м/с приблизно відповідає діапазону режимів роботи двигуна  $n = 1000-6000$   $\text{мин}^{-1}$  при повному навантаженні.

Дійсно, якщо покласти, що через бічний відвід діаметром  $D$  живиться циліндр двигуна об'ємом  $V_h$ , можна записати рівняння витрати у вигляді:

$$\rho w F = \mu_V V_h \frac{n}{60}, \quad (3.14)$$

де  $\mu_V$  – коефіцієнт наповнення (в 1-му наближенні прийнятий незмінним і рівним 1,0). Звідси для заданих вихідних даних виходить приблизний зв'язок швидкості повітря з частотою обертання у вигляді  $n = 300w$ , що було використано для наочного подання результатів розрахунку.

### **3.6. Моделювання перерозподілу частинок у впускних каналах, що розгалужуються, за "радіусною" моделлю.**

Вплив розміру частинок на їх центрифугування можна бачити за результатами розрахунку на рис.3.17, де показано перерозподіл частинок за каналів впускного колектора діаметром 40 мм на режимі роботи двигуна 3000  $\text{мин}^{-1}$  у вигляді залежності відношення кількості частинок на виході  $G_{ex}$  до загальної кількості частинок на вході  $G_{in}$  від розміру частинок.

Розрахунок дає цілком очікуваний результат – збільшення розміру частинок призводить до дедалі більшого "проскакування" частинок за інерцією повз відводу у бічний канал. Внаслідок чого в прямий канал проходить пілу до 65%, у той час, як у бічний відвід майже вдвічі менше – лише 35%.

На рис. 3.18 представлені результати розрахунку відносної кількості частинок у прямому каналі на різних режимах (за різної швидкості повітря) для часток різних розмірів.

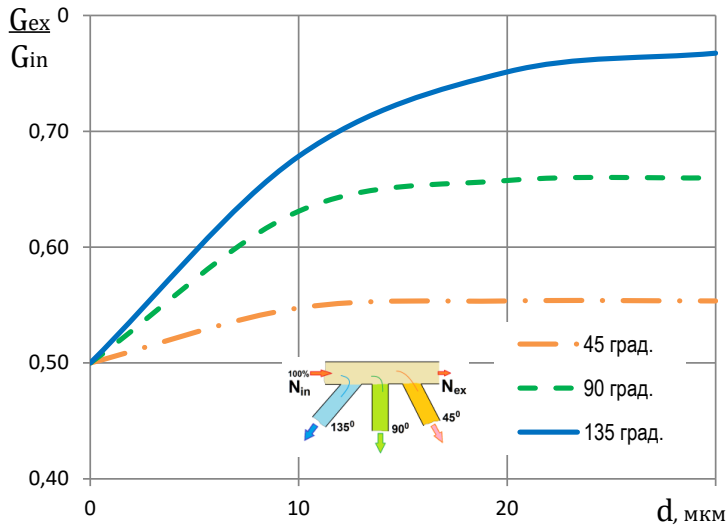


Рис. 3.17. Розрахунковий вплив розміру частинок на відносну витрату (стосовно витрати у вхідному перерізі) частинок при їх перерозподілі у бік прямого каналу №1 (при  $n = 3000$  мин<sup>-1</sup>): чим більше кут повороту, тим більше частинок проходить прямо, не потрапляючи у бічний канал

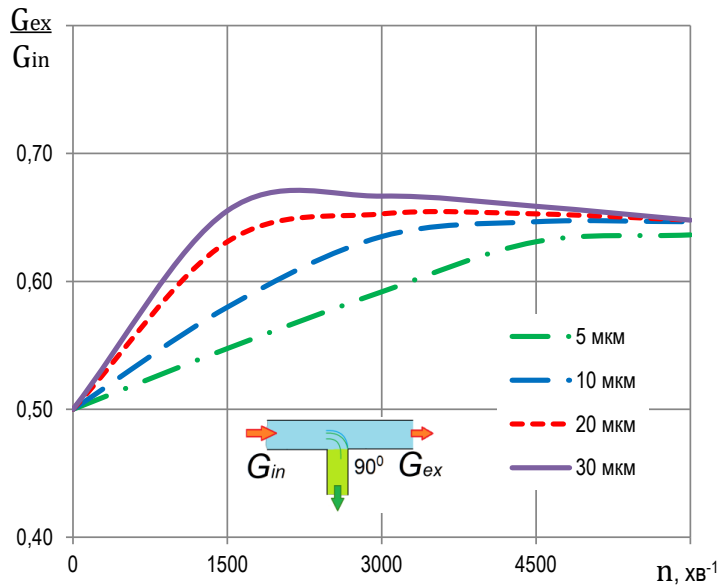


Рис. 3.18. Вплив режиму роботи двигуна на перерозподіл частинок пилу різного розміру коштом їхнього центрифугування

Добре видно, що при збільшенні розміру частинок і швидкості потоку (частоти обертання колінвала) кількість частинок, які "проскочили" повз відводу, збільшується. Це призводить до зменшення відносної кількості пилу у відводі та, відповідно, збільшення кількості пилу в прямому каналі до тих же 65–70 % від загальної кількості пилу на вході.

Таким чином, у повітроводі з бічним відводом частинки пилу перерозподіляються так, що за умови однакової витрати повітря в прямий канал буде направлено тим більше пилу, чим більше розмір частинок і швидкість потоку (частота обертання колінвала).

Найбільший інтерес може представляти картина перерозподілу пилу у реальному впускному колекторі (рис.3.19) 6-циліндрового V-подібного двигуна. У ньому виявлена значна різниця між станом деталей циліндро-поршневої групи та клапанного механізму по циліндрах одного ряду (№1, №3 и №5).

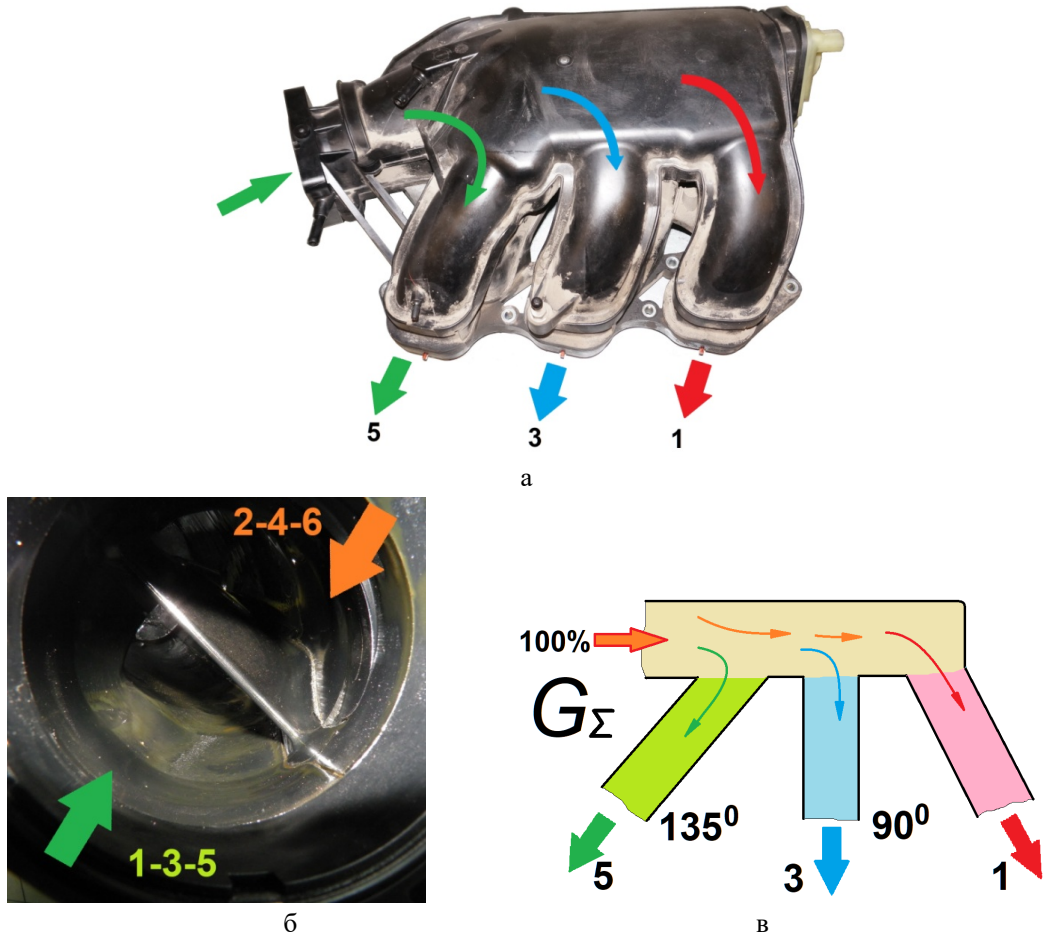


Рис. 3.19. Конструктивне виконання колектора з різними кутами повороту потоку: а – загальний вид, б – вид з боку входу на перегородку між нижньою та верхньою камерами, в – розрахункова схема

Колектор має змінну довжину та поділ на верхню та нижню частини, які можуть з'єднуватися послідовно або паралельно, залежно від режиму роботи двигуна [303]. При цьому швидкість течії в об'ємі колектора повинна бути

достатньою для реалізації хвильових процесів дозарядки циліндрів, але у зв'язку з цим виникає перерозподіл частинок пилу внаслідок центрифугування.

При моделюванні процесу центрифугування було прийнято, що після входу в колектор пил надходить у циліндр №1 після 2-х послідовно розташованих відводів – в циліндр №5 (під кутом 135°) і циліндр №3 під кутом 90°. У такому випадку можна в 1-му приближенні застосувати "радіусну" модель, щоб виконати розрахунок послідовно та отримати розподіл пилу по циліндрах.

Згідно зі схемою колектора, впускний канал циліндра №3 розташований приблизно під кутом 90°, а циліндр №1 є кінцевим циліндром нижньої частини колектора. Тоді для співвідношення кількості частинок, що надійшли до циліндрів №№ 1 і 3 ( $G_1$  і  $G_3$ ), можна записати:

$$\bar{G}_{90} = \frac{G_3}{G_1 + G_3}, \quad 1 - \bar{G}_{90} = \frac{G_1}{G_1 + G_3}, \quad (3.15)$$

де  $\bar{G}_{90}$  – відносна кількість (витрата) частинок, які йдуть у відвід 90° згідно з даними вище (рис.3.16).

З іншого боку, частина частинок проходить від вхідного перерізу і потрапляє в бічний канал циліндра №5, який розташований під кутом 135°, потім у бічний канал циліндра №3 і далі прямо в циліндр №1. Тоді відносна кількість частинок, що надходять у бічний канал, можна позначити як  $\bar{G}_{135}$  – вона також розраховується в рамках моделі (рис.3.16).

Оскільки всі циліндри мають приблизно однакову витрату повітря, можна припустити, що витрата частинок на вході в колектор  $G_{\Sigma}$  пропорційний витраті повітря через 3 циліндри, тобто:

$$G_{\Sigma} = 1,5G_0, \quad (3.16)$$

де  $G_0$  – витрата частинок на вході, прийнятий під час вирішення всіх приватних завдань із бічними відводами (рис.3.16, 3.19).

За такої умови кількість частинок  $G_{1+3}$ , які пройшли прямо колектором після відведення в циліндр №5, орієнтовно складе:

$$G_{1+3} = G_{\Sigma} - G_5, \quad (3.17)$$

а відносна (до кількості у вхідному перерізі колектора) кількість частинок, які надійшли до циліндра №5 і прямо, до циліндрів №№ 3 і 1, складе:

$$\bar{G}_5 = \frac{G_5}{G_{\Sigma}}, \quad \bar{G}_{1+3} = \frac{G_{\Sigma} - G_5}{G_{\Sigma}} = 1 - \bar{G}_5, \quad (3.18)$$

причому, очевидно, що

$$\bar{G}_5 + \bar{G}_{1+3} = 1, \quad G_5 + G_{1+3} = G_{\Sigma} = 1,5G_0. \quad (3.19)$$

Відношення (3.18) для  $\bar{G}_5$  можна записати як

$$\bar{G}_5 = \frac{G_5}{G_\Sigma} = \frac{G_{135}}{1,5G_0} \quad (3.20)$$

Тоді з формул (3.16)–(3.20) знайдемо відносну кількість (витрата) частинок, що надійшли з колектора (рис.3.19) до циліндрів №5, 3 та 1:

$$\begin{cases} \bar{G}_1 = (1 - \bar{G}_5)(1 - \bar{G}_{90}) \\ \bar{G}_3 = (1 - \bar{G}_5)\bar{G}_{90} \\ \bar{G}_5 = \frac{\bar{G}_{135}}{1,5} \end{cases} \quad (3.21)$$

Результати розрахунку розподілу пилу за циліндрами No.1, No.3 та No.5 за формулами (3.21) представлені на рис.3.20, де можна бачити деякі корисні для практики результати.

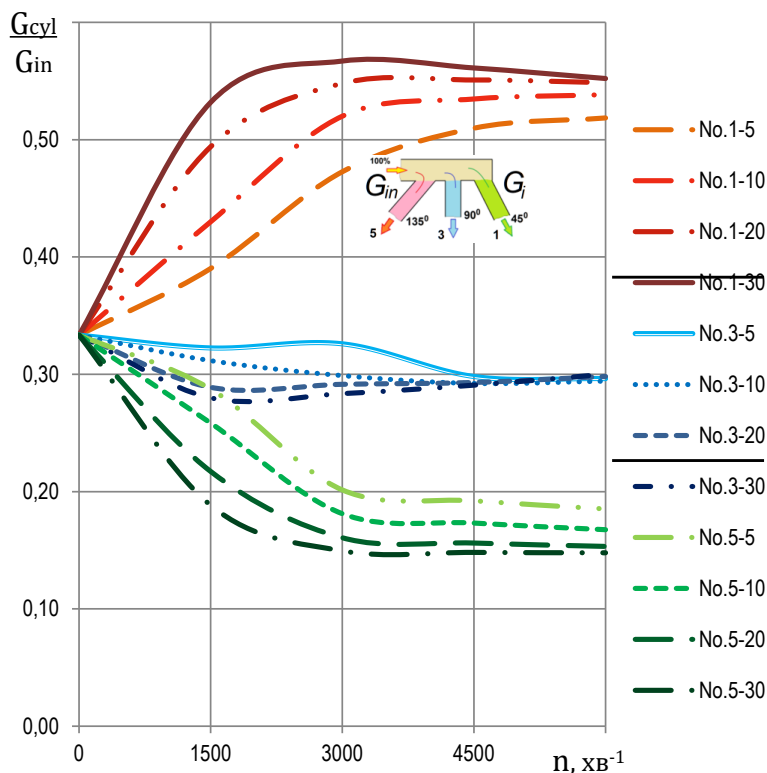


Рис. 3.20. Розрахунковий перерозподіл по циліндрах No.1, No.3 і No.5 частинок пилу розміром 5, 10, 20 і 30 мкм при різній частоті обертання коленивала для колектора з послідовно розташованими відводами

Так, чим більша швидкість і розмір частинок, тим нерівномірнішим виявляється розподіл пилу по циліндрах. Згідно з моделлю, в межі, на максимальному режимі роботи двигуна 100% частинок розміром 30 мкм

розподіляються по циліндрах відносно 15%: 30%: 55%, що може серйозно вплинути на ресурс деталей циліндра №1 і зробити його довговічність приблизно в 3 рази менше ніж у циліндра №5.

Хоча результати розрахунків у рамках даної моделі мають наближений характер, що викликано незмінним радіусом повороту траєкторії ліній току повітря при виведенні розрахункових рівнянь, отримані дані дозволяють пояснити деякі види пошкоджень ДВЗ в експлуатації. Наприклад, у разі застосування сучасних волокнистих повітряних фільтрів конструкція впускних патрубків та колекторів розробляється з умови "чистого" повітря. Тоді в реальних умовах експлуатації крайні циліндри коштом центрифугування частинок пилу отримують додаткову кількість пилу та підвищений знос. Тобто, коли крайні циліндри коштом збору та нерівномірної концентрації в них пилу, що не пішов в інші циліндри, отримують додаткову кількість пилу та підвищений знос, ресурс двигуна може бути помітно знижений лише внаслідок нерівномірної концентрації пилу по циліндрах.

### **3.7. Моделювання двофазних течій повітря з частинками пилу у впускній системі двигунів чисельним методом**

Оскільки досліджень знайденої особливості перерозподілу пилу у впускних каналах ДВЗ у відомих джерелах знайти не вдалося, було прийнято рішення оцінити достовірність отриманих вище результатів. З цією метою було виконано чисельне моделювання 2-фазної течії (повітря з частинками) за допомогою методу скінченних об'ємів.

Для моделювання була взята та ж ділянка каналу з бічним відводом (рис.3.16), для якого вище були отримані попередні дані про розподіл частинок пилу. При цьому довжина всіх ділянок від розгалуження була прийнята однаковою та кратною п'яти діаметрам. Змоделювати умови роботи обраного елемента у складі двигуна можна різними способами, з яких було обрано розподіл витрати повітря на вході строго навпіл між прямим виходом та бічним відводом. Тим самим два відводи, прямий і бічний, прийняті рівноцінними, як це нерідко відбуватися і в колекторах систем впуску ДВЗ. Саме в такому елементі відбувається поворот частини потоку, внаслідок чого частинки пилу можуть перерозподілитися за інерцією нерівномірно, тобто не пропорційно розподілу витрат повітря. Течія повітря при моделюванні належала квазістатичним, пульсації навмисно не враховувалися, щоб не ускладнювати завдання.

Моделювання проводилося за допомогою програмного комплексу ANSYS у версії Student [71] у кілька етапів [37, 72]. При цьому через те, що течія

частинок пилу в повітрі є типовою 2-фазною течію, потрібно розробити певний порядок (технологію) проведення розрахунків [36]. Основна складність, яка зажадала спеціального порядку розрахунків, полягає у суттєвих відмінностях у постановці граничних умов для пилу та повітря (докладніше нижче).

Вихідні дані, прийняті для моделювання:

- Робоче середовище – повітря.
- Густина частинок пилу – 2600 кг/м<sup>3</sup>.
- Розмір частинок пилу – 5, 10, 20, 30 мкм.
- Швидкість частинок на вході – 5, 10, 15 м/с.

При проведенні розрахунків допускалося, що частинки пилу у впускному каналі можуть зіштовхуватися зі стінками та між собою, а це може вплинути на результати. Внаслідок цього потрібно визначити реальну кількість частинок пилу в каналах. Масова витрата частинок на вході була розрахована виходячи з умови "за десять років експлуатації у двигун прагнути проникнути більше ніж 6 кг пилу" [42]. Крім того, використовувалися дані про те, що сучасний повітряний фільтр у нормальному стані затримує 99% частинок запиленого повітря. Виходячи з цього:

- 1) 6 кг пилу за 10 років роботи двигуна дає 0,6 кг за рік,
- 2) при середній швидкості 40 км/год та пробігу 15.000 км на рік час роботи двигуна за рік складе 375 годин,
- 3) тоді 0,6 кг за 375 годин на рік дасть витрату частинок пилу, що надходить до повітряного фільтра, у кількості 0,0016 кг/год.
- 4) при пропуску 1% від загальної кількості витрата пилу через повітряний фільтр у двигун складе 6 г/год або  $16 \cdot 10^{-6}$  кг/ год або  $4,44 \cdot 10^{-9}$  кг/с.

### **3.8. Модель двофазної течії повітря з частинками пилу у каналі з бічним відведенням 90 градусів**

Для вирішення цього завдання було розроблено наступний порядок моделювання.

1. Побудова геометрії каналу (рис.3.21).

З цією метою була обрана проточна частина каналу тієї ж простої форми (рис.3.22), де всі перерізи задані однаковими, діаметром 40 мм, а довжина прямого та бічного відводів становить 5 діаметрів.

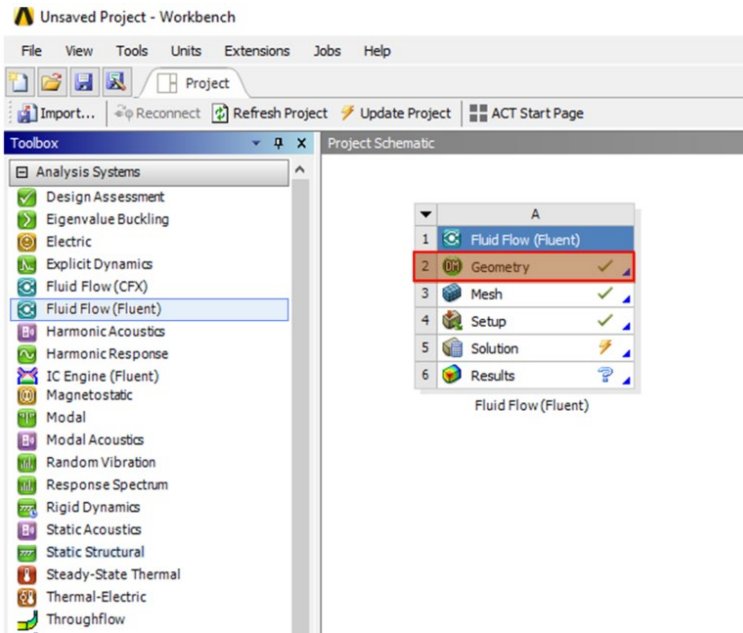


Рис 3.21. Дерево проекту, перший етап: побудова геометрії каналу

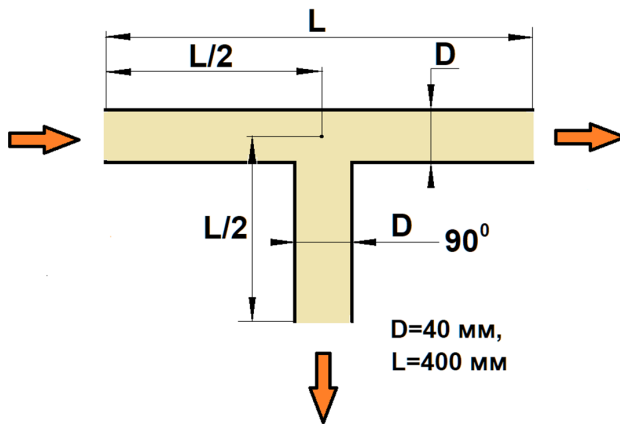


Рис. 3.22. Геометрія каналу з бічним відводом під кутом  $90^{\circ}$

## 2. Побудова скінченно-об'ємної сітки (рис.3.23а).

Для побудови сітки спочатку був заданий розмір елементарного об'єму течії, рівний 4 мм, після чого вся зона розбивалася на об'єми з таким розміром. Також на цьому етапі були задані назви регіонів: вхід (Inlet), виходи (Outlet 1 та Outlet 2) та стінка (Wall). Далі було задано кількість шарів прикордонного шару (12), потім були отримані розміри осередків-об'ємів прикордонного шару з умови збільшення їх товщини від початкової (мінімальної) з коефіцієнтом 1,2. Після цього було згенеровано сітка з 168.267 осередками (рис.3.24), що вкладалося в обмеження використовуваної версії програми 512.000 осередків [71].

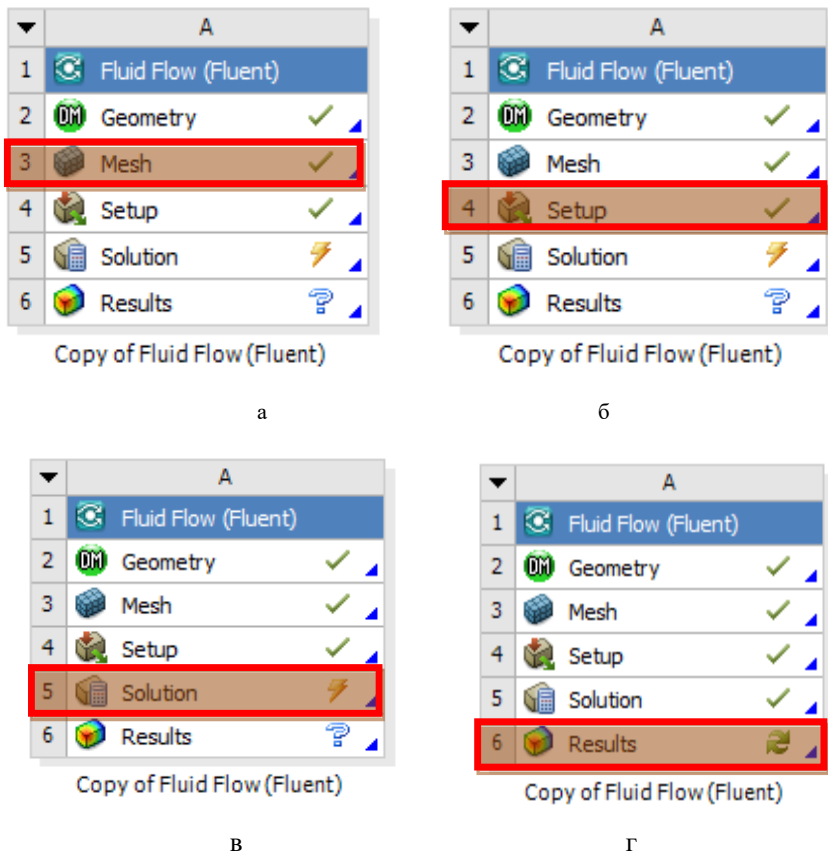


Рис. 3.23. Дерево проекту поетапно: а – побудова скінченно-об’ємної сітки, б – створення моделі розрахунку, в – рішення, г – результати

3. Створення моделі розрахунку у стандартному модулі (підпрограмі) Fluent програмного комплексу ANSYS (рис.3.23б). Під моделлю розрахунку мається на увазі: вибір матеріалу (у задачі їх два: повітря та частинки пилу), вибір моделі течії, завдання граничних умов, налаштування розрахункового модуля (рішателя).

4. Попередній розрахунок течії повітря. Якщо на вході в трубу граничні умови задати досить просто, то у вихідних перерізах труб граничні умови, а саме тиску, невідомі. Тому як перший наближення проводився розрахунок лише течії повітря не враховуючи частинок пилу. Вважати 2-фазна течія повітря з пилом відразу не можна саме з цієї причини.

Як граничні умови на вході задавалася швидкість течії повітря (ті ж значення в діапазоні 5-20 м/с), яка прийнята однаковою за вхідним перерізом і направленою до нього за нормаллю. Масова витрата повітря на вході розраховувалася за швидкістю, площею, тиском і температурою, після чого на кожному виході було встановлено по половині загальної масової витрати

(оскільки два відводи прийняті рівноцінними, як це відбуватися в колекторах систем впуску ДВЗ).

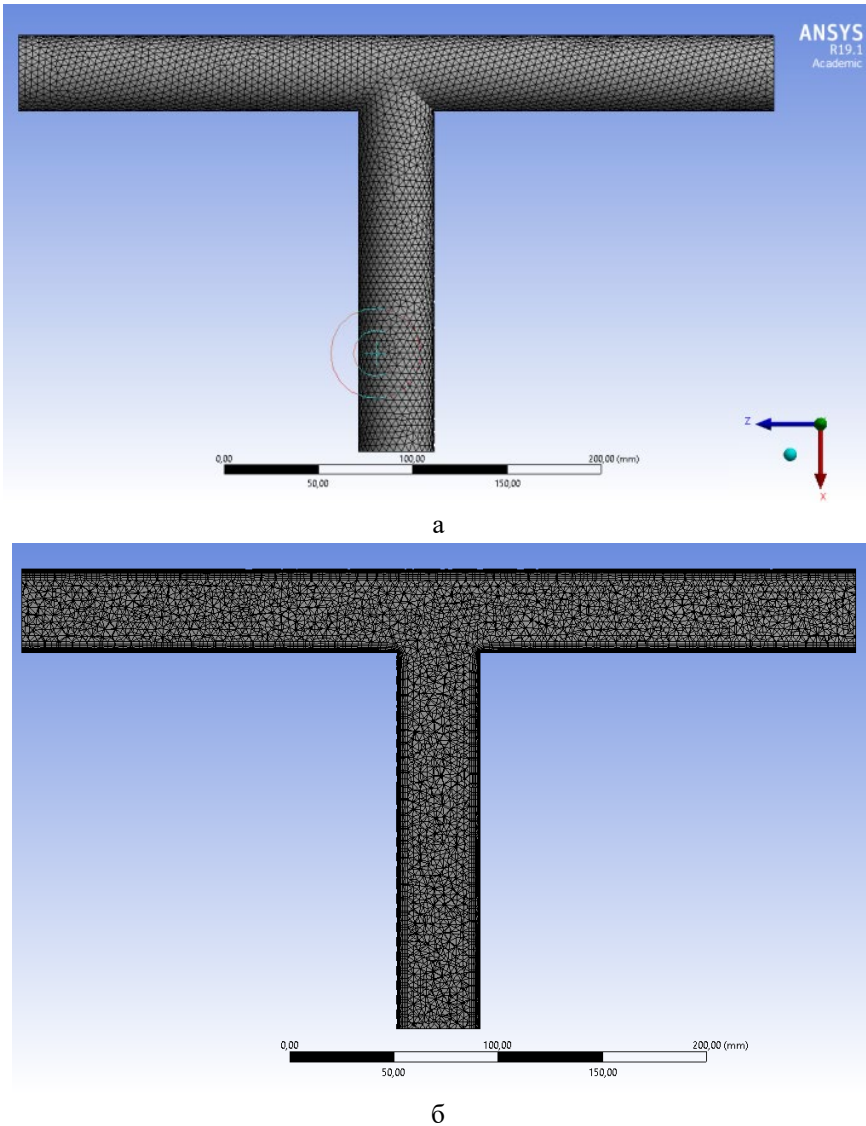
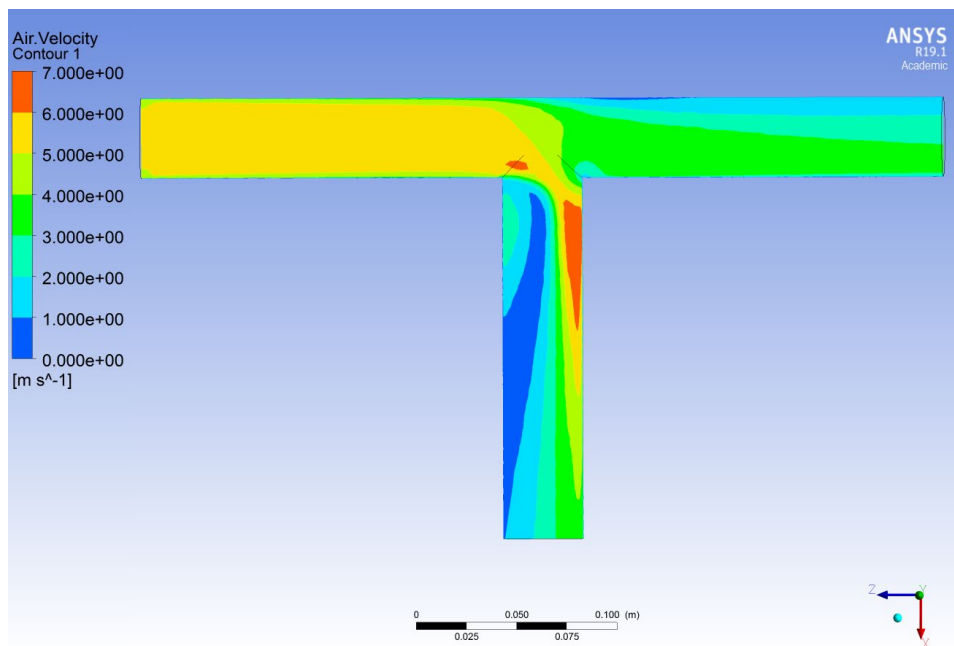


Рис. 3.24. Скінченно-об'ємна модель течії з бічним розгалуженням потоку на  $90^{\circ}$ : а - попередня розбивка, б - те ж, з прикордонним шаром

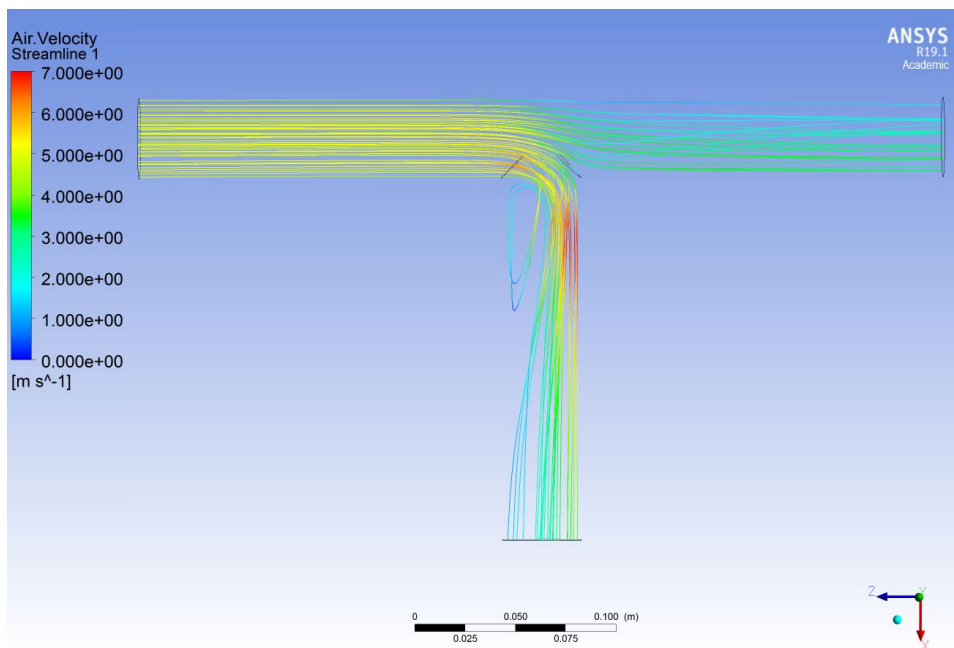
У розрахунку течії повітря було встановлено стандартна  $k-\varepsilon$  модель турбулентності [73]. У моделі турбулентності  $k-\varepsilon$  записуються два додаткові рівняння для розрахунку кінетичної енергії турбулентності  $k$  і швидкості дисипації кінетичної енергії  $\varepsilon$ . Завдяки швидкій збіжності та відносно низьким вимогам до місткості пам'яті  $k-\varepsilon$  модель популярна при вирішенні прикладних завдань, ніж було визначено її вибір і для досліджуваного завдання.

5. Запуск попереднього розрахунку повітря (рис.3.23в).

6. Перегляд та аналіз результатів попереднього розрахунку (рис.3.23г). В результаті розрахунку можна отримати поля тиску, швидкостей, температур, лінії течії у 1-му наближенні (рис.3.25).



а



б)

Рис. 3.25. Налаштування моделі: поля швидкостей (а) та лінії току повітря (б) у розгалужуваному каналі на попередньому етапі розрахунку при швидкості на вході 5 м/с та умови рівності витрат на виході

Також можна визначити середнє значення параметрів повітря у перерізах на вході та на виході за допомогою вбудованих функцій програмного модуля. Таким чином, з'являється можливість визначити тиск повітря на виході з відводів як граничну умову для розрахунку руху пилу.

7. Додавання моделі двофазної течії – здійснюється за допомогою розрахункового модуля Eulerian (рис.3.26).

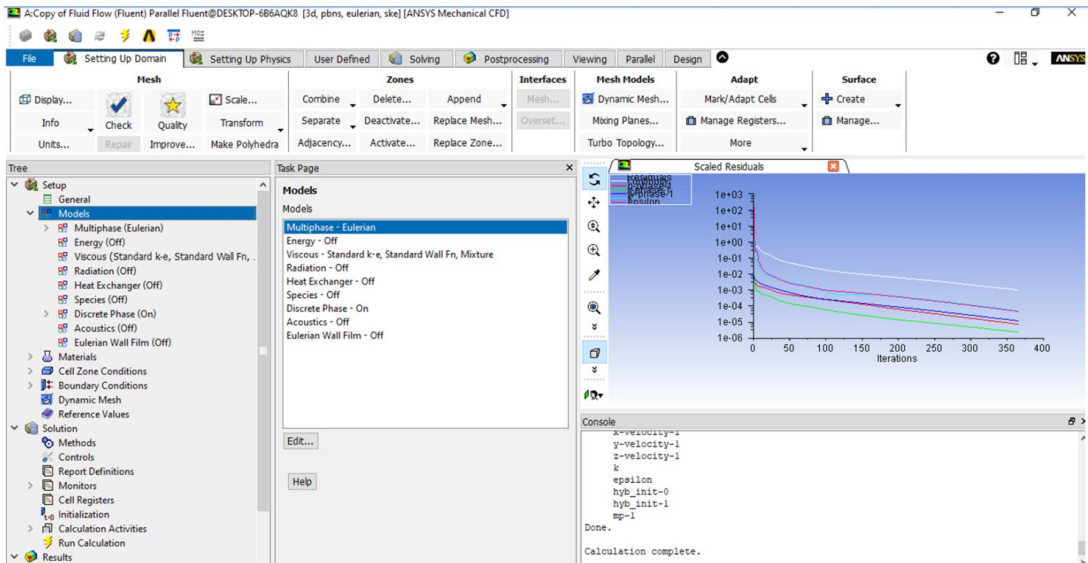


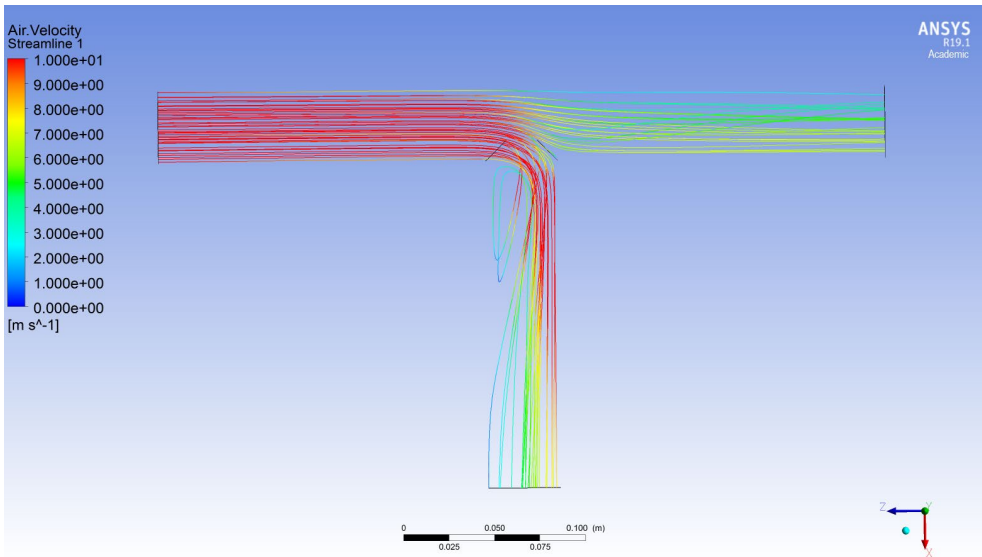
Рис. 3.26. Дерево проекту: підключення розрахункового модуля Eulerian для моделювання 2-фазної течії

Повна модель Eulerian дозволяє розраховувати дисперсні (багатофазні) течії. У цьому випадку є дві фази: повітря і частинки пилу, які вважаються взаємопроникними. У межах даної моделі вирішується свій набір рівнянь збереження кожної фази, де взаємодія фаз описується додатковими доданками у рівняннях збереження. Види взаємодії залежить від класу та режиму течії. При цьому для жорсткої дисперсної фази використовувався спеціальний варіант моделі – Eulerian Granular.

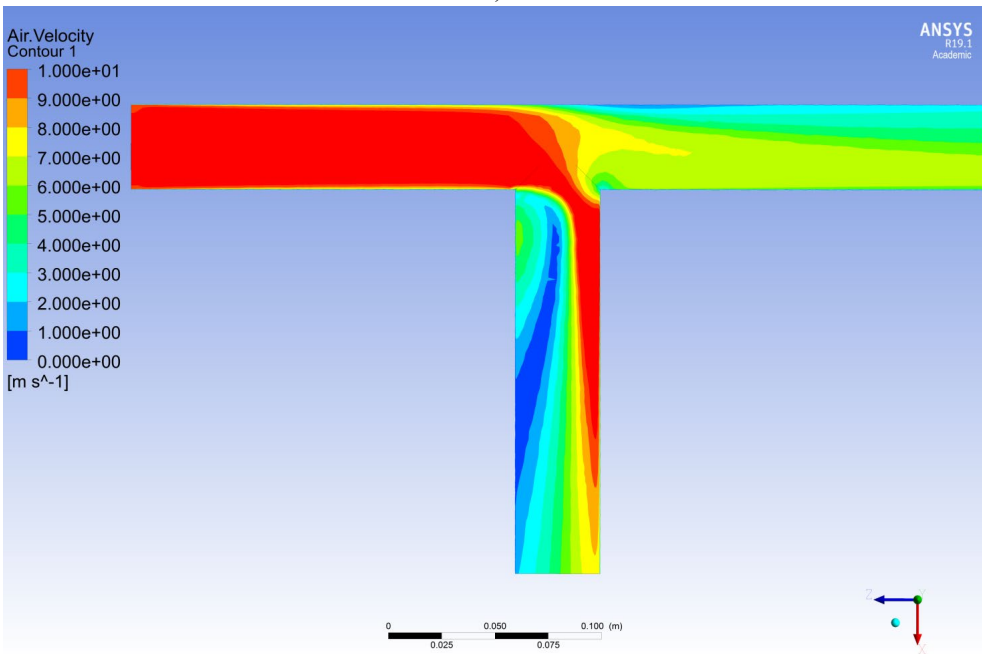
8. Завдання нового матеріалу – частинки пилу.

9. Завдання уточнених граничних умов. Для повітря задані такі граничні умови: на вході – швидкість (як і попередньому розрахунку), але в виході – лише тиск, отриманий з першого етапу розрахунку течії повітря (рис.3.27). Для частинок пилу на вході визначається їх розмір і масова витрата (швидкість частинок на вході приймалася рівною швидкості повітря).

10. Запуск розрахунку у 2-му наближенні з новими граничними умовами для 2-фазної течії.



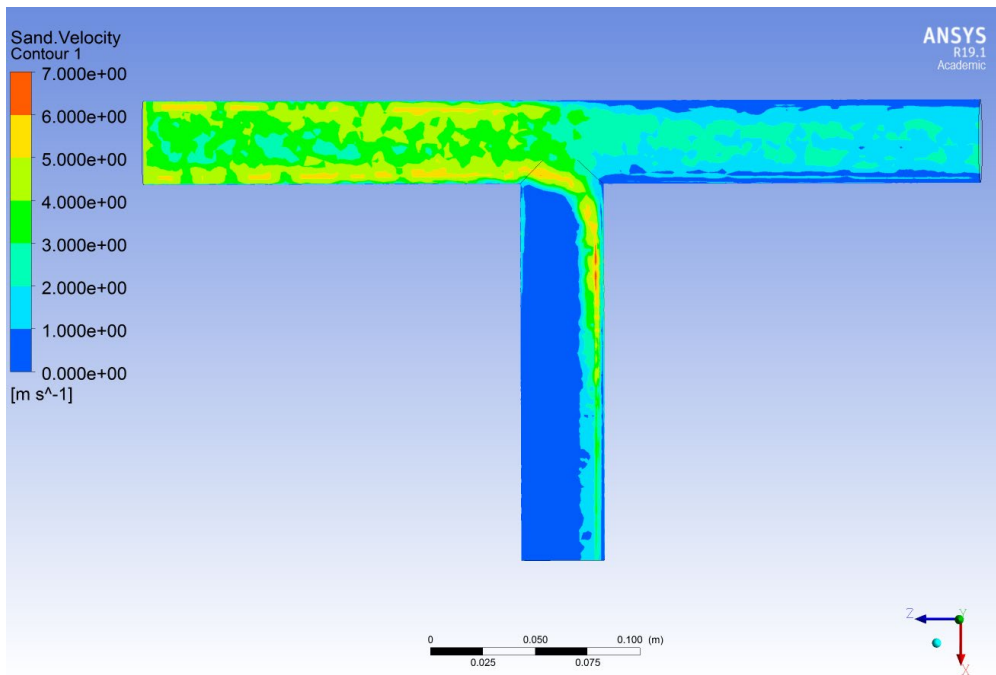
а)



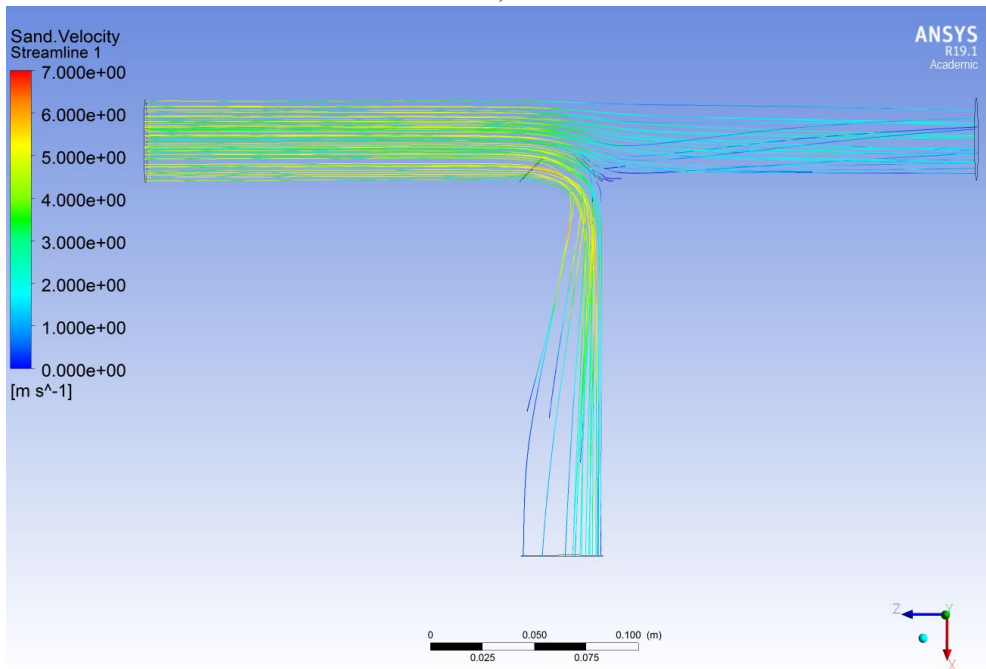
б)

Рис. 3.27. Результати уточненого розрахунку: поля швидкостей (а) і лінії току (б) повітря в розгалужуваному каналі  $90^{\circ}$ , приклад для швидкості на вході 10 м/с

11. Перегляд та аналіз результатів розрахунку. Визначаються траєкторії руху частинок пилу (рис.3.28), а за допомогою вбудованої функції розрахункового модуля – кількість частинок та їх швидкість (масова витрата пилу), а також уточнені витрати повітря у прямому та бічному відводі.



a)



б)

Рис. 3.28. Налаштування моделі: поля швидкостей (а) та траєкторії (б) частинок розміром 10 мкм у повітрі, рух якого представлений на рис.3.27.

Отримані дані моделювання 2-фазної течії в діапазоні швидкостей повітря 5-20 м/с при розмірі частинок 5-30 мкм (рис.3.29) показують, що частинки

малого розміру (близько 5 мкм і менше) рухаються лініями току повітря і не виявляють центрифугування при повороті потоку в бічний відвід.

Водночас, чим більший розмір частинок і швидкість повітря, тим більше частинок не потрапляє в бічний відвід і проскакує по інерції прямо по трубі. В результаті між перебігом часток малого розміру (5 мкм) при малій швидкості (5 м/с) і великого розміру (30 мкм) при великій швидкості (15 м/с) виявляється очікувана і досить помітна різниця (рис.3.29).

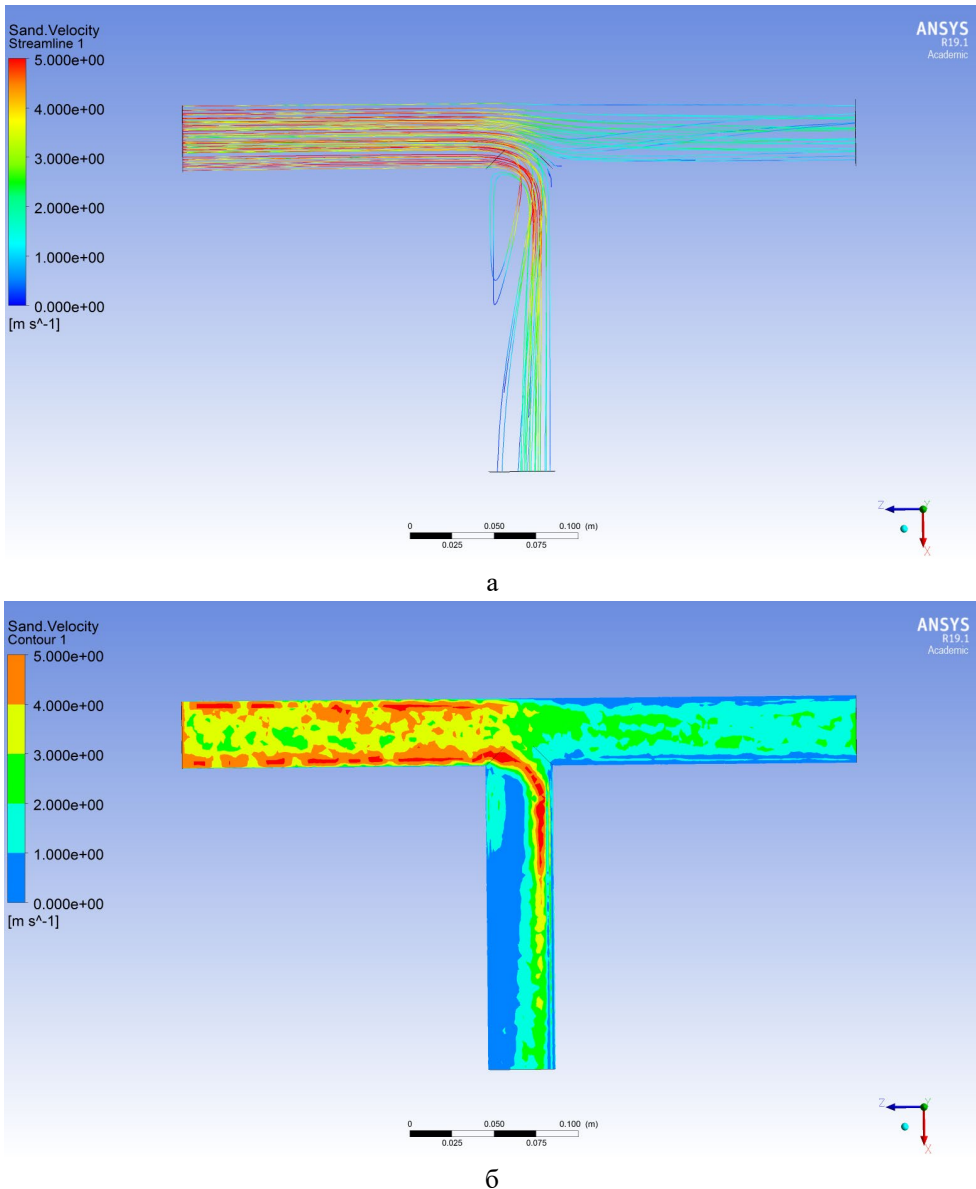
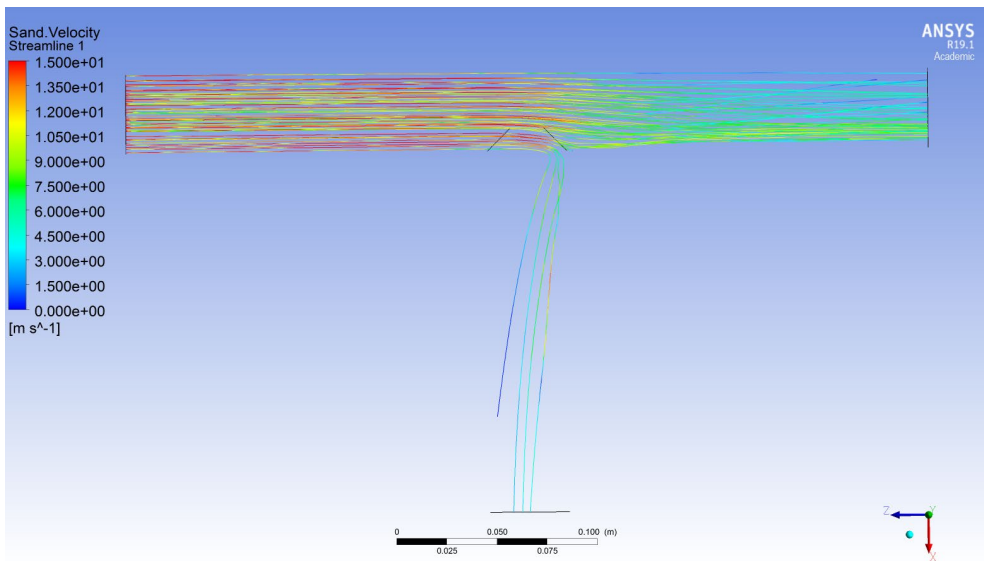
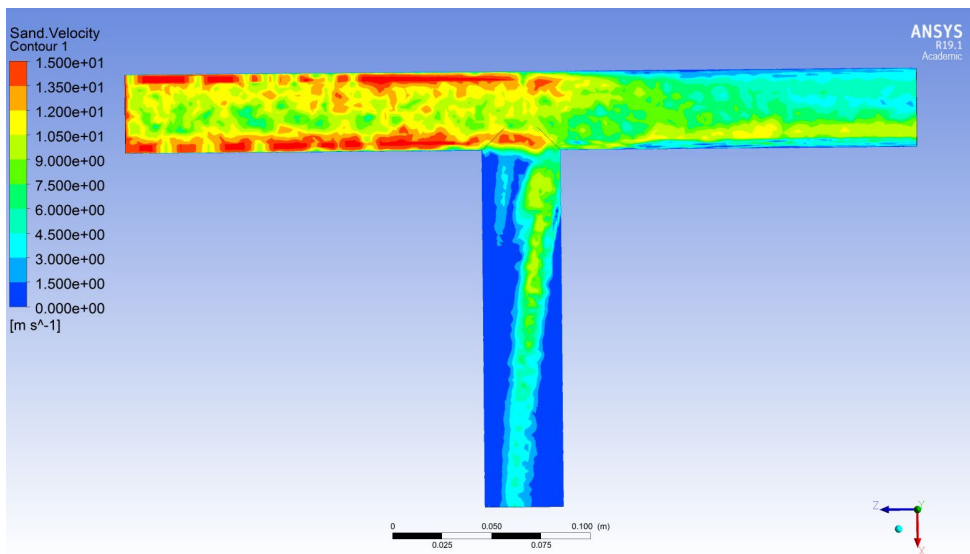


Рис. 3.29. Результати розрахунку руху частинок пилу різних розмірів у повітрі, що рухається з різною швидкістю: поля швидкостей (а) та траєкторії (б) частинок 5 мкм при швидкості повітря на вході 5 м/с



В



Г

Рис. 3.29 (продовження). Результати розрахунку руху частинок пилу різних розмірів у повітрі, що рухається з різною швидкістю: поля швидкостей (в) та траєкторії (г) частинок 30 мкм при швидкості на вході 15 м/с

Таким чином, отримані дані підтверджують висновок, отриманий вище і за допомогою "радіусної" моделі – пил має не тільки абразивні властивості, а й інерцію частинок. Внаслідок пил може центрифугуватися та нерівномірно розподілятися по елементах конструкції впускної системи ДВЗ, що особливо помітно при використанні повітряних фільтрів з сучасних волокнистих матеріалів

Довільна зміна одного елемента конструкції ДВЗ (повітряний фільтр), навіть якщо цей елемент сам по собі несе якісь переваги, може спровокувати надзвичайно сильне падіння надійності та ресурсу двигуна при його створенні або модернізуванні. Саме це відбувається, якщо знехтувати центрифугуванням пилу в розгалужуваних каналах, що вказує на необхідність не тільки обліку цих процесів при проектуванні та в експлуатації, а також при експертному дослідженні причин несправностей. Розроблена модель перерозподілу пилу за інерцією дозволяє встановлювати причину надзвичайно сильного локального абразивного зносу ДВЗ, що спостерігається на практиці. Це підтверджується результатами моделювання 2-фазної течії і даними реальних розслідувань причин відмов ДВЗ

Висновок про причини та особливості локального абразивного зносу також збігається зі зробленим вище висновком за результатами розрахунку руху частинки за радіусом, у тому числі і за кількісними даними про перерозподіл частинок (рис.3.30). Дійсно, можна відзначити збіг загалом результатів розрахунку за "радіусною" методикою з результатами моделювання в діапазоні найбільш руйнівних при абразивному зносі розмірів частинок 10-20 мкм з точністю не гірше +20%.

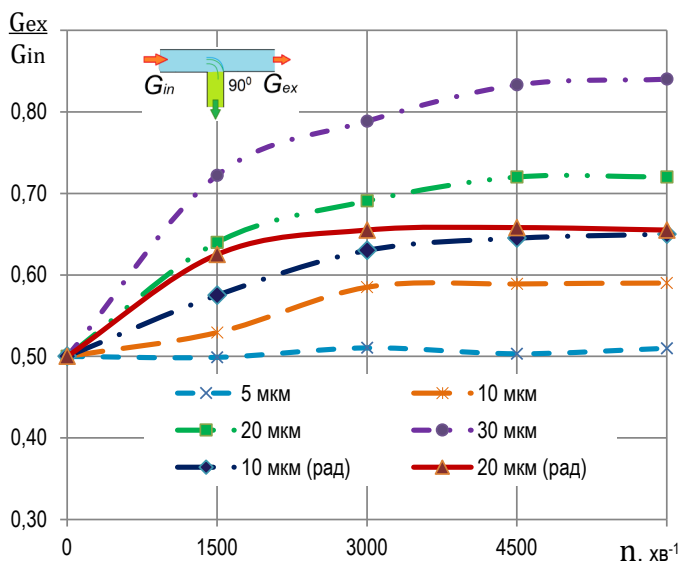


Рис. 3.30. Результати 3D-моделювання 2-фазної течії з бічним відводом  $90^\circ$  у порівнянні з результатами розрахунку руху частинки за радіусом (рад): відносна кількість (витрата) частинок  $G_{ex}$  на виході з прямого каналу (віднесена до витрати частинок  $G_{in}$  на вході) залежно від режиму роботи двигуна, заданого частотою  $n$  для різних розмірів частинок

Разом з тим, якщо перебудувати залежність (рис.3.30) відносної кількості частинок за їх розміром (рис.3.31), то при збігу в межах середнього розміру

частинок (15-20 мкм) спостерігається помилка при відхиленні розміру частинок від середнього, особливо в бік великих розмірів.

Помилка "радіусної" моделі, очевидно, пов'язана з прийнятими в ній припущеннями, головним чином, про рух повітря за незмінним радіусом. Проте, навіть у спрощеному вигляді модель дозволяє зробити те, що не дають інші методи та засоби діагностики ДВЗ [74] – пояснити характер пошкоджень та встановити причину несправності при деяких видах нерівномірного абразивного зношування деталей циліндро-поршневої групи та клапанного механізму.

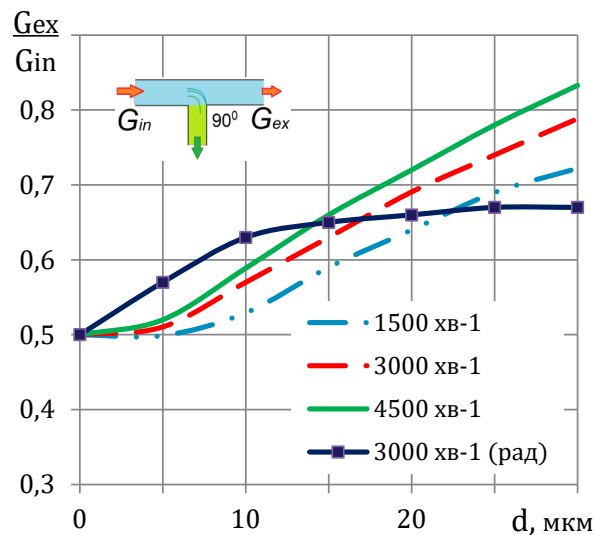


Рис. 3.31. Результати моделювання 2-фазної течії з бічним відводом  $90^\circ$  у порівнянні з результатами розрахунку руху частинок по радіусу (рад): відносна витрата частинок на виході в залежності від розмірів частинок пилу для різних режимів роботи двигуна

Оскільки порівняння результатів виконано для кута бокового відведення  $90^\circ$ , залишається незрозумілим, який вплив на розподіл пилу вносить кут повороту потоку і наскільки радіусна модель описує реальну картину перерозподілу частинок. Тому дослідження було продовжено для інших кутів повороту потоку.

### 3.9. Моделювання двофазної течії повітря з частинками пилу при різних кутах повороту потоку

Реальні впускні системи утворені різними типами відводів із різними кутами. Тому представляє практичний інтерес виявлення впливу кута відведення на перерозподіл пилу каналами при центрифугуванні.

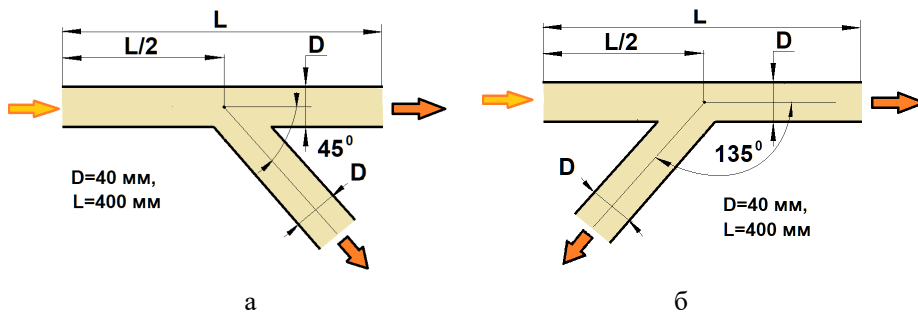


Рис. 3.32. Геометрія каналу з бічним відводом під кутом  $45^{\circ}$  (а) та  $135^{\circ}$  (б)

Моделювання течії для кутів  $45^{\circ}$  і  $135^{\circ}$  (рис.4.19) було виконано за допомогою програмного комплексу версії ANSYS Student аналогічно тому, як це було зроблено вище для кута відведення  $90^{\circ}$ , тобто з тими ж вихідними даними, в тому числі:

- 1) розмір часток - 5, 10, 20, 30 мкм,
- 2) швидкість повітря на вході – 5, 10, 15 м/с,
- 3) масова витрата частинок на вході –  $4,44 \cdot 10^{-9}$  кг/с,
- 1) модель турбулентності – k-ε, модель двофазної течії – Eulerian.
- 2) Сіточна модель каналів з відводами показана на рис.4.20, основні стадії розрахунку зберігалися такими ж, як зазначено вище для відводу  $90^{\circ}$ .

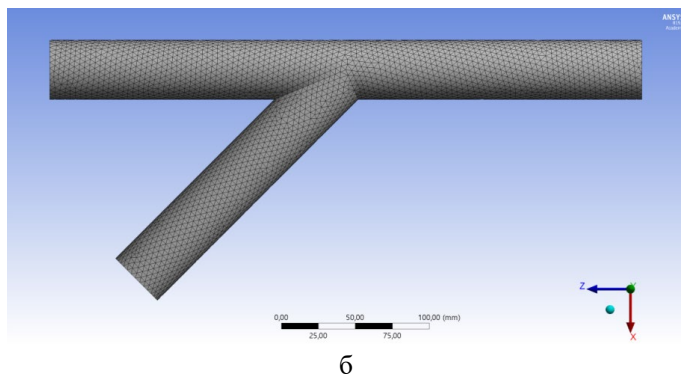
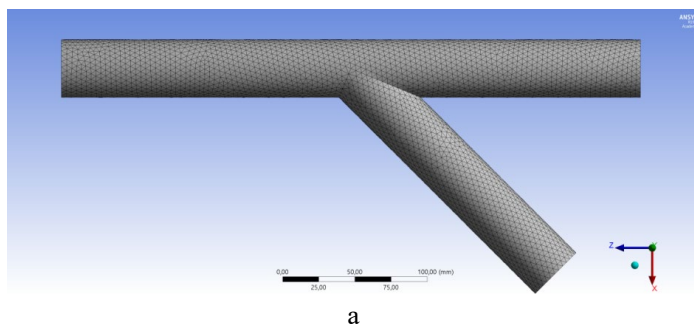
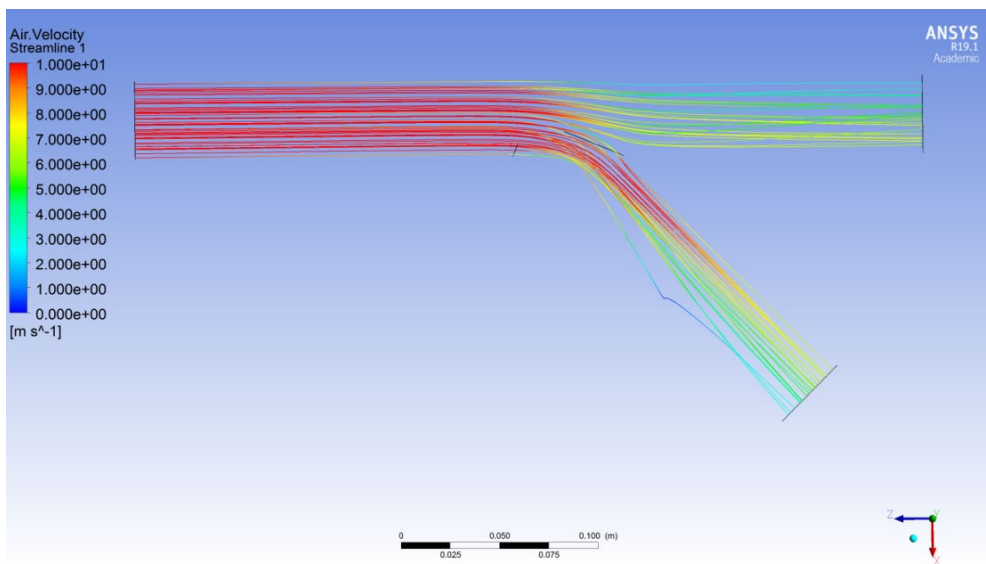
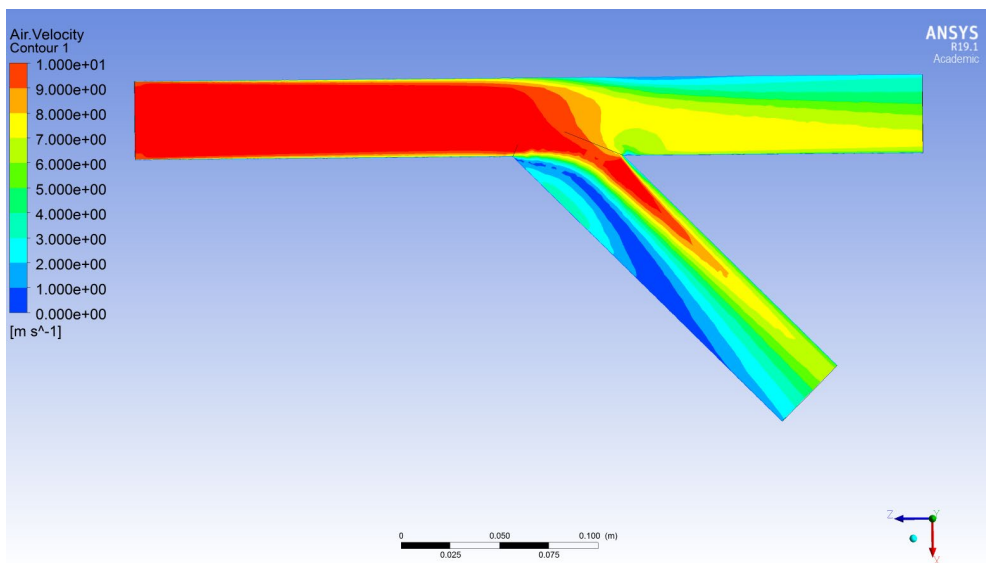


Рис. 3.33. Скінченно-об'ємна сітка: а) відвід  $45^{\circ}$ , кількість елементів – 165317, б) відвід  $135^{\circ}$ , кількість елементів – 165019.

В результаті розрахунків були отримані лінії току та швидкості повітря (рис.3.34 та 3.35) для заданих кутів відводів у всьому діапазоні швидкостей на вході.

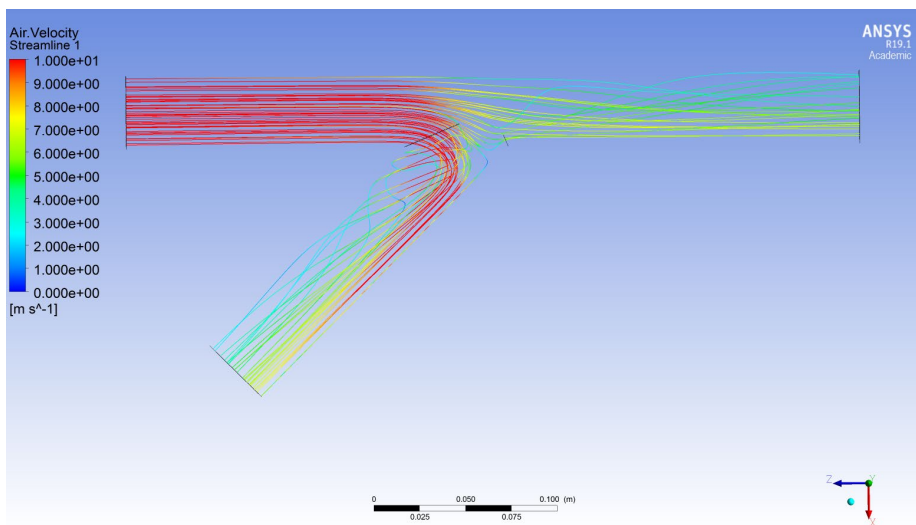


а

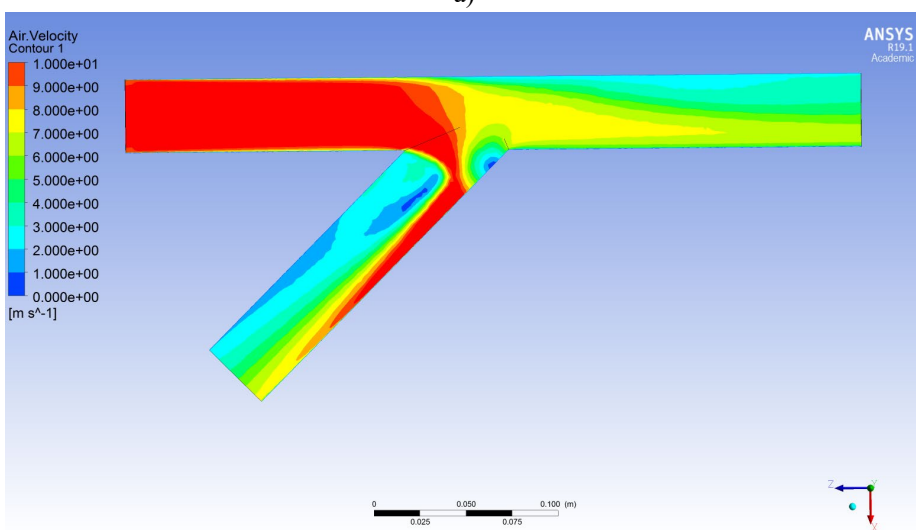


б

Рис. 3.34. Лінії току (а) та поля швидкостей (б) повітря в відводі  $45^{\circ}$  при швидкості на вході 10 м/с



а)

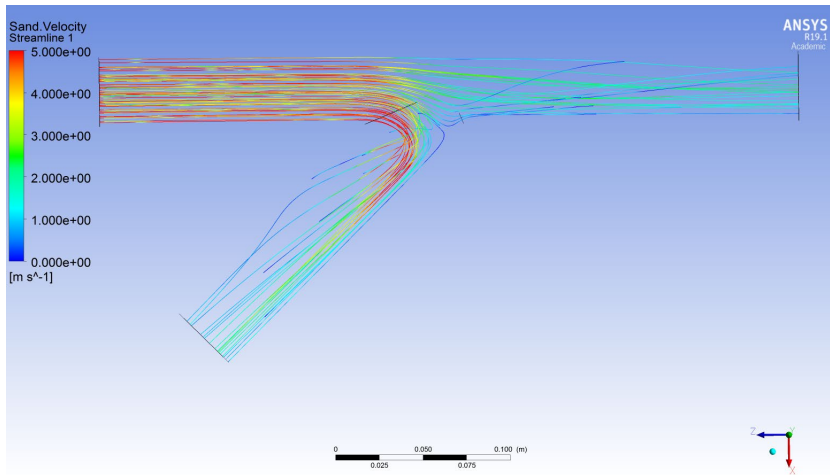


б)

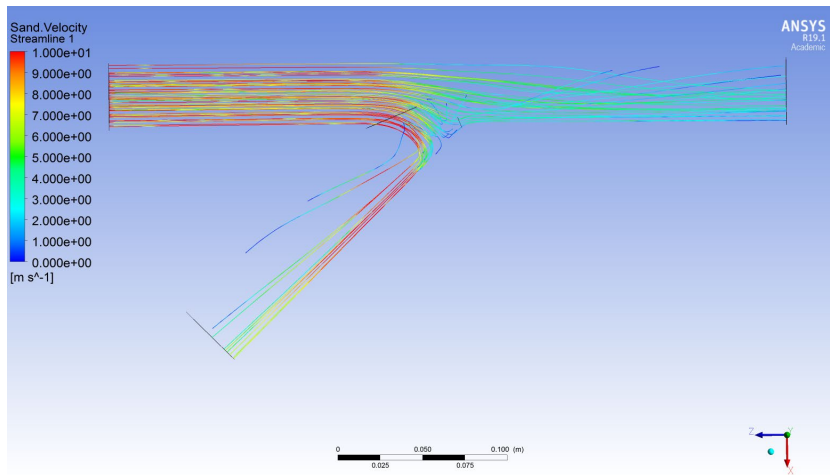
Рис. 3.35. Лінії току (а) та поля швидкостей (б) повітря в відводі  $135^{\circ}$  при швидкості на вході 10 м/с

Привертає увагу поява вихору при повороті потоку на  $135^{\circ}$  (рис.3.35), що відрізняє його від набагато плавнішого повороту  $45^{\circ}$  (рис.3.34). Очевидно, що наявність вихору впливатиме і на траєкторії частинок, що підтвердилося у розрахунках (рис.3.36) – частинки пилу, особливо дрібні, повторюють характер течії повітря.

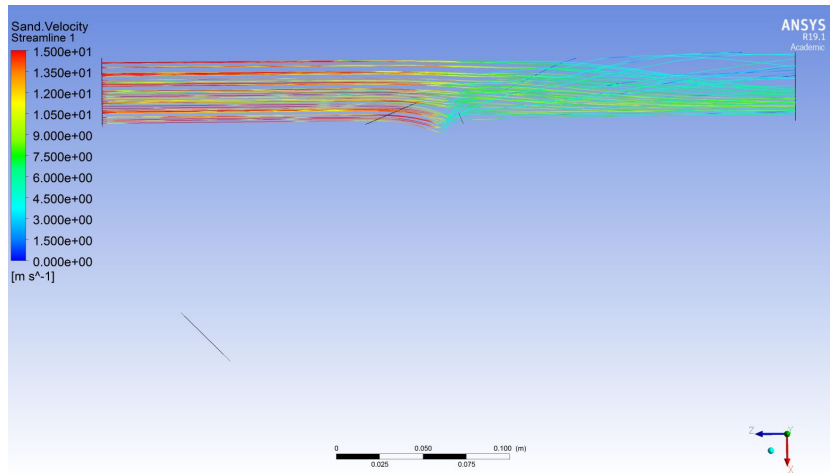
Водночас рух частинок пилу у відведенні  $45^{\circ}$  (рис.3.37) такий же плавний, як і рух повітря.



а

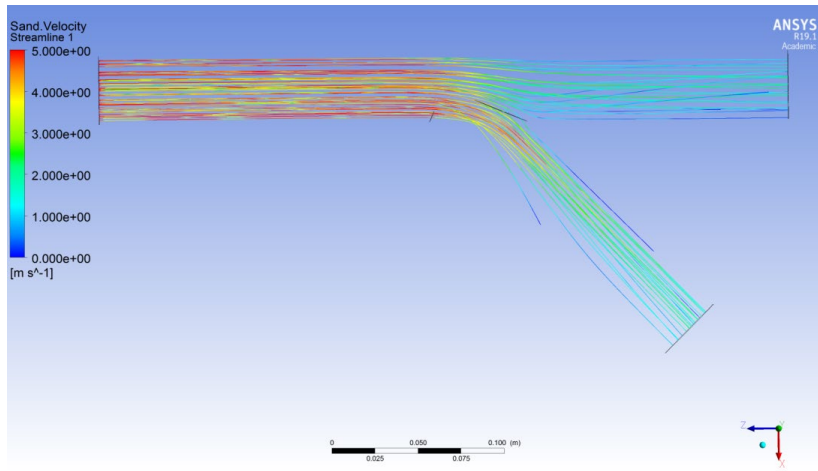


б

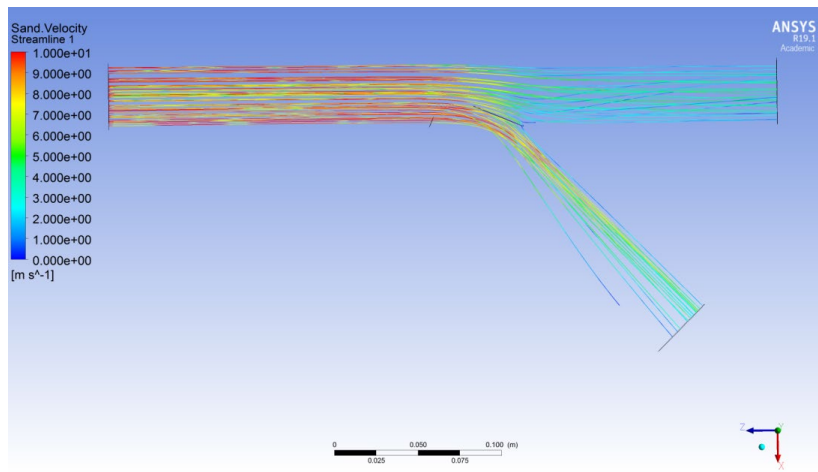


в

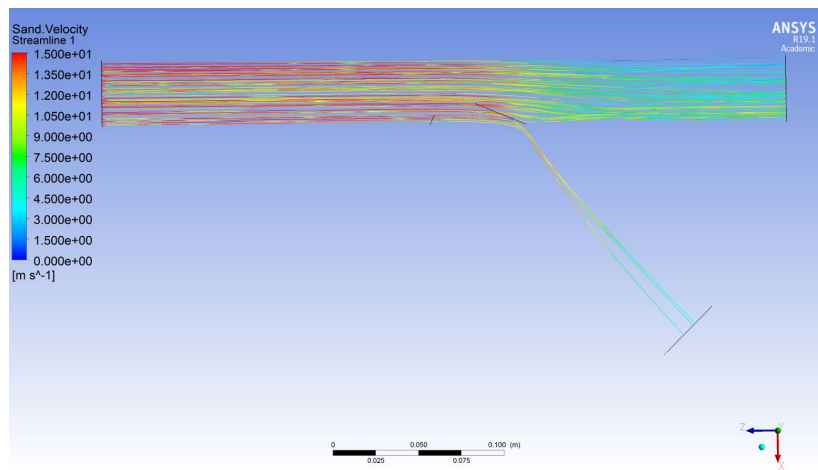
Рис. 3.36. Лінії току частинок пилу у відводі  $135^{\circ}$  при різних швидкостях повітря та розмірах частинок: а –  $d = 5$  мкм,  $v = 5$  м/с, б –  $d = 10$  мкм,  $v = 10$  м/с, в –  $d = 30$  мкм,  $v = 15$  м/с



а



б



в

Рис. 3.37. Лінії току частинок пилу у відводі  $45^{\circ}$  при різних швидкостях повітря та розмірах частинок: а –  $d = 5$  мкм,  $v = 5$  м/с, б –  $d = 10$  мкм,  $v = 10$  м/с, в –  $d = 30$  мкм,  $v = 15$  м/с

Результати розрахунку за "радіусною" моделлю, представлені вище, вказують на "проскакування" частинок під дією сил інерції повз бічний відвід, який тим сильніший, чим більша швидкість потоку, розмір частинки та кут повороту.

Детальний аналіз ліній току частинок різних розмірів, отриманий при моделюванні за допомогою МСЕ показує, що навіть при повороті на  $135^{\circ}$  значна частина дрібних (5 мкм) частинок повертає у бічний відвід разом з повітрям (рис.3.36). Однак більшість частинок проскакує повз бічного відводу вже при середніх розмірах і швидкостях (10 мкм, 10 м/с), а при швидкості 15 м/с вже немає жодної частки розміром 30 мкм, яка повертає в бічний відвід. Водночас при повороті на  $45^{\circ}$  навіть при високій швидкості (15 м/с) ще залишається деяка кількість великих частинок (30 мкм), які відхиляються в бічний відвід (рис.3.37).

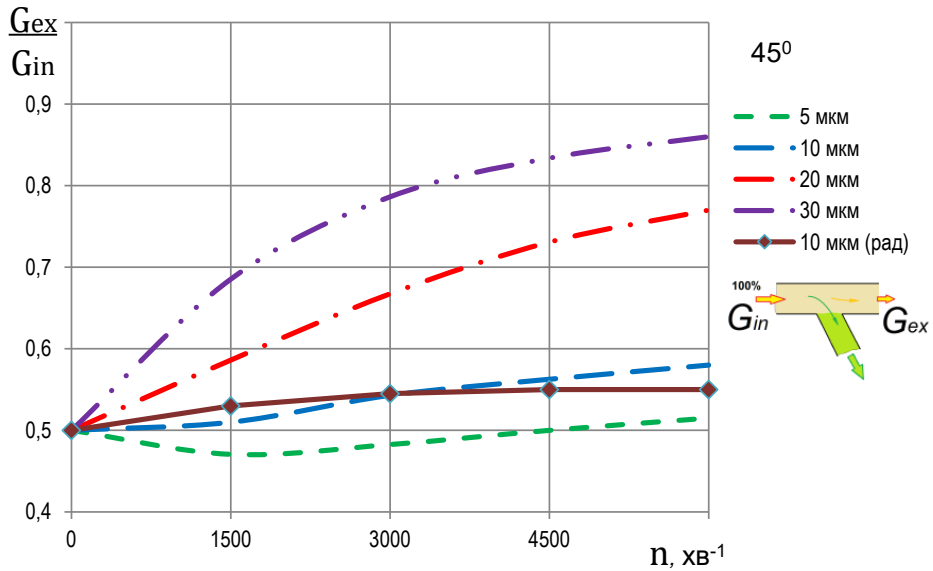
Вплив швидкості потоку та розміру частинок на їх розподіл за каналами добре видно на рис.3.38. Для порівняння на графіки нанесені також криві, отримані для середніх розмірів частинок (10 мкм) за допомогою "радіусної" моделі. При цьому для кута відводу  $45^{\circ}$  збіг задовільний, помилка не перевищує 7% у всьому діапазоні режимів (рис.3.38а). Однак при великому куті відводу (рис.3.38б) помилка "радіусної" моделі виходить прийнятною (трохи більше ніж 10%) лише на знижених режимах (при середніх і малих швидкостях повітря).

Для наближеної оцінки розподілу частинок за циліндрів у колектора з послідовним розташуванням бічних відводів (рис.3.19) можна скористатися співвідношеннями (3.21). На рис.3.39 представлені результати розрахунків для різних швидкостей та розмірів частинок, які показують, що кількість частинок, що надходять у середній циліндр (№3), змінюється слабо, у той час, як у крайніх циліндрів спостерігається різкий перерозподіл частинок у бік циліндра №1, особливо, при високих швидкостях та великих розмірах частинок.

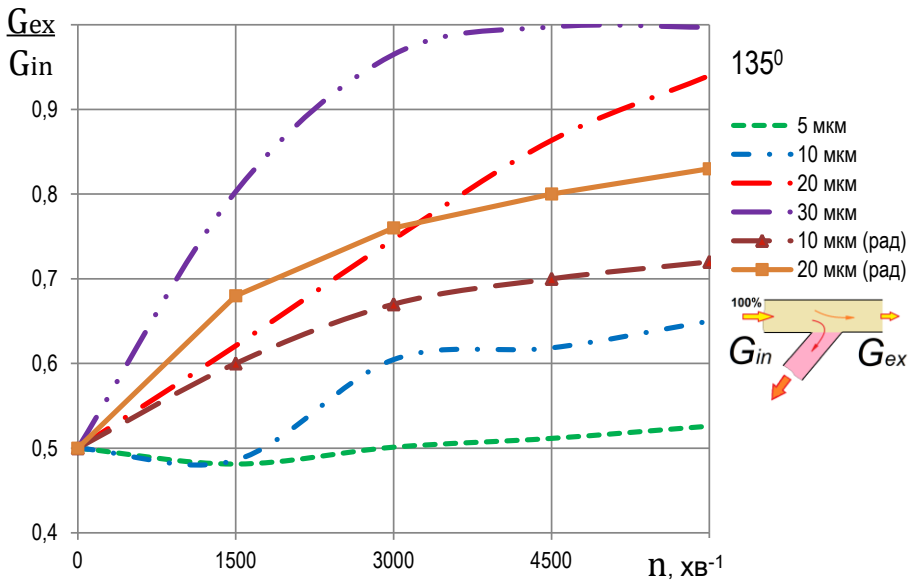
Порівняння розподілу пилу (рис.3.39) з даними, отриманими за допомогою "радіусної" моделі (рис.3.19) мають близький якісний характер, проте 3D-модель показує сильнішу залежність перерозподілу частинок при зміні їх розміру та швидкості.

Дійсно, радіусна модель руху частинки (за незмінним радіусом ліній току повітря) дає задовільний кількісний збіг з результатами моделювання за допомогою МСЕ тільки за невеликих швидкостей і середніх розмірів частинок. Це можна бачити з порівняння результатів розрахунку (рис.3.20) та моделювання (рис.3.39), коли при якісному збігу добре видно кількісна різниця у розподілі частинок по циліндрах. При високих частотах обертання, а також при великих і малих розмірах частинок у радіусної моделі спостерігається

менш різкий перерозподіл частинок, і різниця кількості частинок між каналами виходить менше, ніж при моделюванні за допомогою МСЕ.



а



б

Рис. 3.38. Результати моделювання 2-фазної течії з бічним відводом  $45^{\circ}$  (а) та  $135^{\circ}$  (б) у порівнянні з результатами розрахунку руху частинок за радіусом (рад): відносна витрата частинок на виході з прямого каналу в залежності від розмірів частинок для різних режимів роботи двигуна

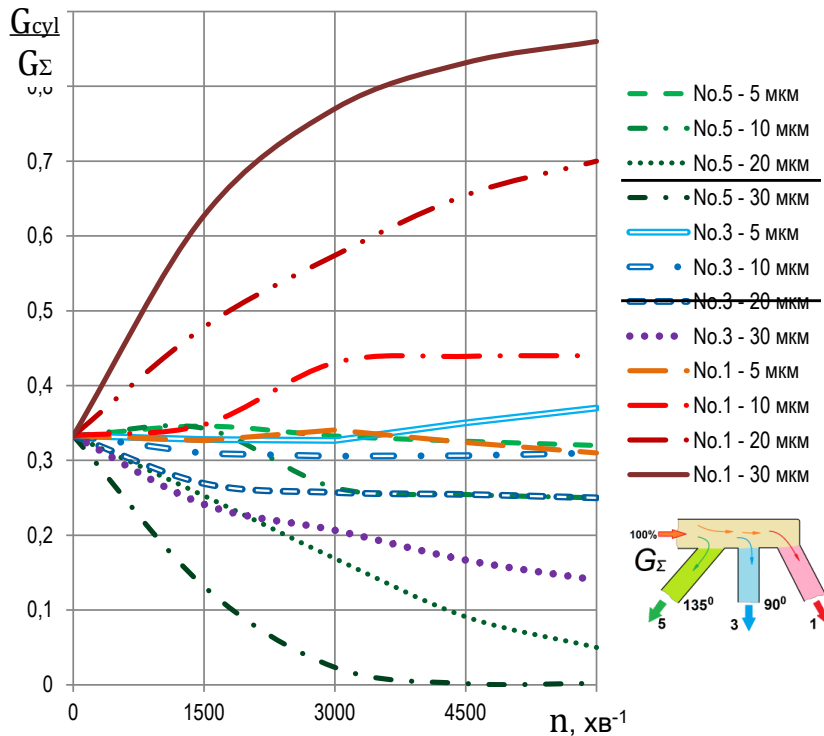


Рис. 3.39. Перерозподіл пилу по циліндрах No.1, No.3 і No.5 частинок розміром 5, 10, 20 і 30 мкм при різній частоті обертання коленвала для колектора з послідовно розташованими відводами

Радіусна модель може бути уточнена, для чого необхідно перерахувати завдання при різних радіусах лінії току повітря та забезпечити умову збігу розподілу частинок, після чого знайти наближену залежність радіуса лінії току від кута повороту та швидкості. Однак, для більшості практичних завдань автотехнічної експертизи цілком достатньо правильної якісної картини перерозподілу абразивних частинок по циліндрах. Її дає радіусна модель, тим більше що на середніх експлуатаційних режимах і для найбільш руйнівних розмірів абразивних частинок (10-20 мкм) кількісна помилка також є цілком прийнятною для практичних цілей.

#### 4. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПРИ ПОТРАПЛЯННІ РІДИН У ДВИГУН

З практики дослідження причин несправностей двигунів внутрішнього згоряння відомо, що однією з вельми поширених причин тяжких пошкоджень в експлуатації, що викликають непрацездатність (відмову) ДВЗ, є потрапляння рідини в циліндр. Таке явище отримало загальну умовну назву – гідроудар [75, 76].

Незважаючи на зовсім різні причини, через які різні рідини можуть потрапити в циліндр, вони дають схожий процес пошкодження. Наприклад, відомо, що гідроудар відбувається за умови заповнення камери згоряння рідиною. Тоді поршень, швидше за все, не зможе дійти до крайнього верхнього положення (верхньої мертвої точки) – він упреться у рідину. Це викликає його різку зупинку, тобто гідроудар, що супроводжується деформацією шатуна і пошкодженням інших деталей [77, 78].

Наявний зараз досвід [79] підтверджує, що при попаданні рідини в циліндр стрижень шатуна відчуває значні осьові навантаження, що стискають, в результаті чого може втратити стійкість і деформуватися. Аналіз випадків, відомих з практики дослідження причин несправності ДВЗ [80-82], показує, що характер деформації стрижня може бути різною формою у різних шатунів. Це відповідає відмінностям у профілі стрижня та його гнучкості у різних напрямках.

Головною ознакою гідроудару є зменшення відстані між головками шатуна шляхом пластичної деформації стиснення та втрати стійкості стрижня. Ця ознака визначає гідроудар, оскільки ніякими іншими способами експлуатації стиснути шатун вздовж осі неможливо.

На наведеному прикладі (рис.4.1) добре видно, що втрата стійкості шатуна супроводжується не тільки викривленням стрижня, а і його осьовим стиском. В результаті міжосьова відстань між осями кривошипної та поршневої головок шатуна зменшується.

Проте провести точні виміри самого деформованого шатуна непросто, а більшості практичних випадків взагалі неможливо.

Коли деформація порівняно невелика, пошкодження набуває прихованого характеру – двигун може зберегти працездатність після гідроудару, але згодом практично неминуче втомне руйнування стрижня шатуна. Найчастіше таке руйнування відбувається у середньому перерізі, де знаходяться найбільші напруження нештатного вигину деформованого стрижня максимальні.



Рис. 4.1. Типова форма стрижня шатуна при гідроударі в циліндрі після втрати стійкості

Зрозуміло, що при втомному руйнуванні стрижня (а саме цим зазвичай закінчується експлуатація двигуна з деформованим шатуном) йдеться тільки про уламки шатуна (рис.4.2).

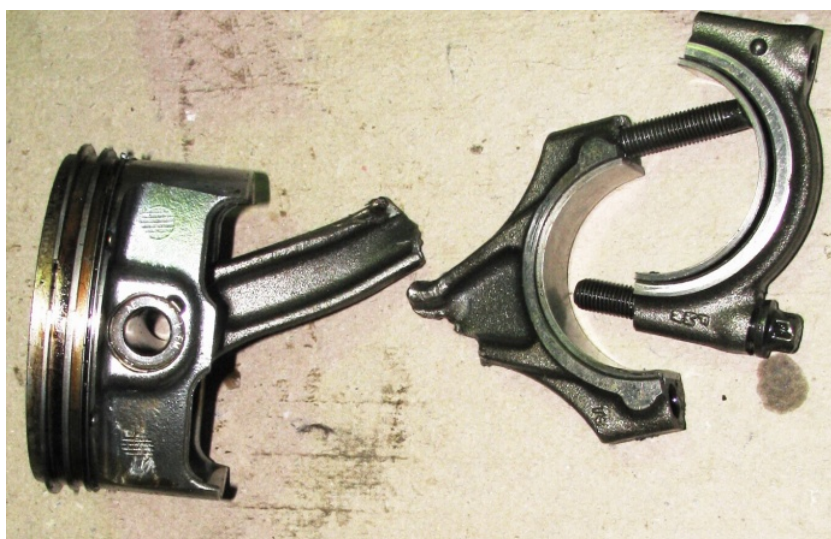


Рис. 4.2. Втомне руйнування шатуна після гідроудару не дозволяє отримати будь-які дані про деформацію стрижня за допомогою прямих вимірювань

Але вимірювати уламки, як і сам шатун, для визначення величини осьової деформації (стиснення) стрижня найчастіше не потрібно. Для вимірювань цілком підходить непрямий метод [80]: достатньо виміряти висоту сліду нагару

у верхній частині циліндра і порівняти її з тими циліндрами, де гідроудару не виявлено (рис.4.3) – різниця точно відповідатиме осьової деформації шатуна.

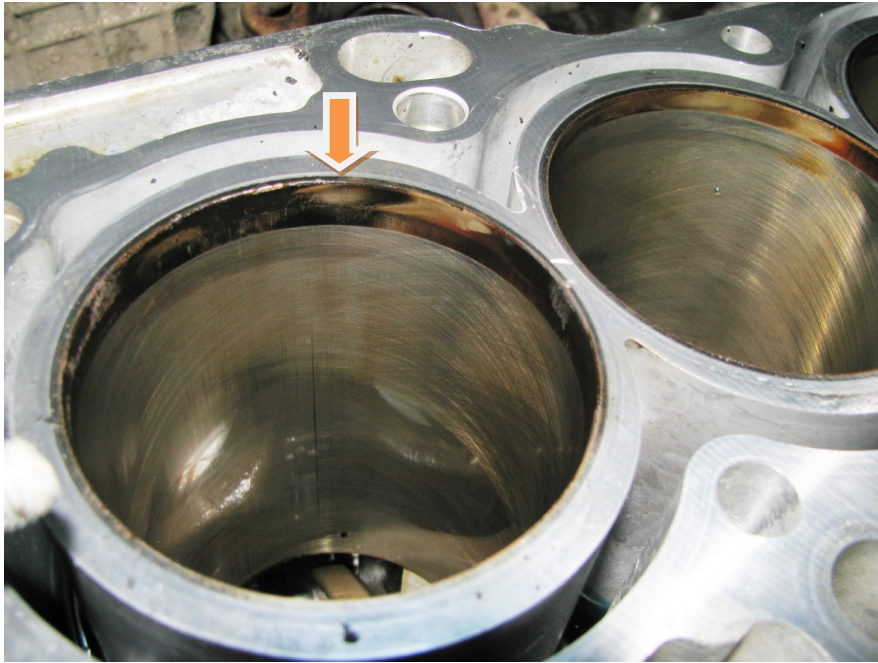


Рис.4.3. Розширення пояса нагару у верхній частині циліндра (праворуч) під час роботи з деформованим при гідроударі шатуном дозволяє однозначно виміряти його деформацію.

У такому випадку можна точно визначити кількість рідини, що потрапила в циліндр шляхом вимірювання деформованого стрижня та/або пояса нагару на верхній частині циліндра.

Є також багато інших ознак гідроудару, що підтверджують цей вид пошкодження. У тому числі сліди діагональної роботи поршня в циліндрі (рис.4.4), аналогічні сліди на шатунних вкладишах, знос на стопорних кільцях і торцях поршневих пальців, а також у канавках кілець в отворах бобишек поршня тощо.

У деяких випадках, коли в циліндр потрапляє одразу велика кількість рідини, деформація шатуна може бути значною. Тоді можливе пошкодження поршня з нижньої сторони внаслідок його торкання противаг колінчастого валу поблизу нижньої мертвої точки (рис. 4.5.).

Робота двигуна з таким пошкодженням закономірно та швидко закінчується руйнуванням шатуна, ще більша деформація стрижня призводить до заклинювання колінвала прямо в момент гідроудару. У сучасних автомобільних двигунів штатний проміжок між бобишками поршня і противагами колінвала при положенні поршня в нижній мертвій точці становить близько 3-4 мм. Тому посадка поршня на противаги залишає на

поршні відповідні сліди (рис. 4.4), які фактично вказують на граничну деформацію шатуна, при перевищенні якої настає заклинювання колінвала.



Рис.4.4. Сліди роботи поршня з перекосом у циліндрі після гідроудару

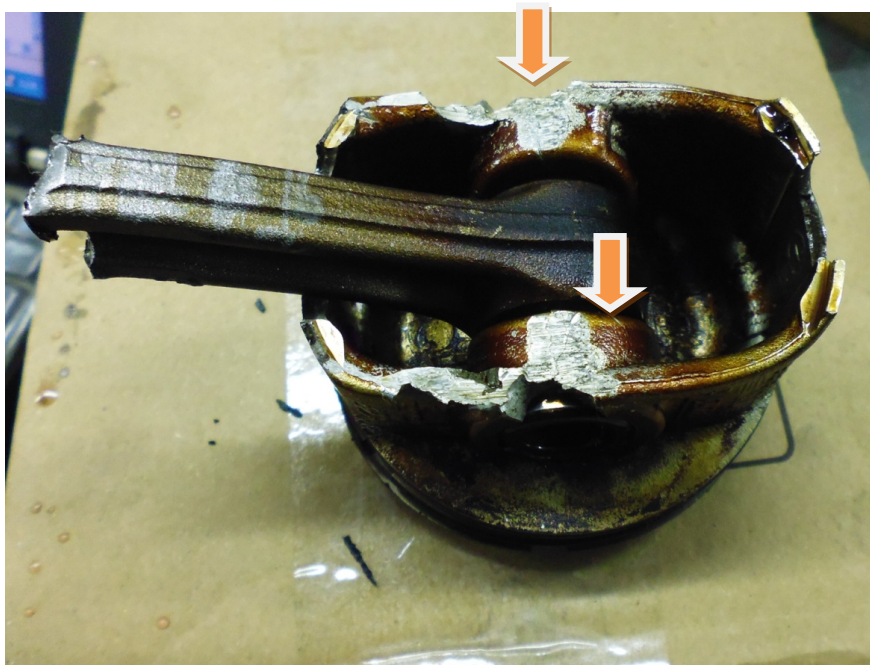


Рис. 4.5. Пошкодження бобишок поршня при їхньому нештатному контакті з противагами колінчастого валу після деформації укорочення шатуна

Характер пошкодження найчастіше має локальний характер, при якому пошкодження локалізуються лише в одному циліндрі. Лише в окремих

випадках пошкодження поширюється на інший циліндр, а випадки пошкодження більше 2-х циліндрів у багатоциліндрового двигуна вкрай рідкісні.

Разом з тим, незважаючи на досить численні згадки та докладні описи гідроудару у джерелах інформації [79, 83, 84, 85], жодних кількісних оцінок чи характеристик цього явища в них не наводиться. Опис гідроудару часто обмежується лише короткою згадкою деяких його ознак, та й то, в більшості випадків, неповним. Що буває недостатньо для практичного визначення всіх ознак пошкодження та виявлення причини несправності конкретного двигуна, у тому числі під час проведення автотехнічної експертизи технічного стану транспортного засобу.

Крім того, у відомих джерелах немає жодних даних про вплив кількості рідини на величину та характер деформації деталей – насамперед шатуна. У той самий час відомі дослідження деформації шатуна [86-88, 89-91] фактично обмежені лише деформацією і не зачіпають у деталях механізм, її викликає [92-96]. У результаті дослідження причини несправності, викликаної гідроударом, навіть вивчивши кінцевий стан деталей, неможливо визначити жодного кількісного параметра. Тоді, якщо невідомо кількість рідини, що потрапила в циліндр, неможливо зв'язати цю кількість з наявними ознаками конкретної причини гідроудару, щоб потім виявити необхідні причинно-наслідкові зв'язки з тим або іншим виробничим дефектом або експлуатаційним пошкодженням.

Щоб розв'язувати ці проблеми, необхідно почати з визначення характеру і величини деформації шатуна залежно від кількості рідини, що потрапила в циліндр.

#### **4.1. Модель пошкодження шатуна в залежності від кількості рідини, що надійшла до циліндра при гідроударі**

Завдання вивчення механізму гідроудару при попаданні рідини в циліндр може бути розбита на кілька етапів. На першому етапі необхідно розглянути всі геометричні та кінематичні параметри, пов'язані з рухом поршня в циліндрі за наявності рідини (рис.4.6). Це дозволяє скласти розрахункові рівняння для параметрів газу в циліндрі, після чого можна визначити потрібні тиску, сили та деформації деталей.

Необхідно відзначити, що схожі завдання щодо визначення параметрів повітря в циліндрі давно вирішені, а на основі їх вирішення розроблено цілу низку стандартних програм для розрахунку циклу ДВЗ [62]. Однак використовувати їх для процесу стиснення повітря з заданою кількістю рідини не вдається, оскільки облік впливу рідини на процес стиснення в них не

передбачений. Внаслідок цього розв'язання задачі про стискування в циліндрі повітря з рідиною вимагає розробки відповідної розрахункової моделі.

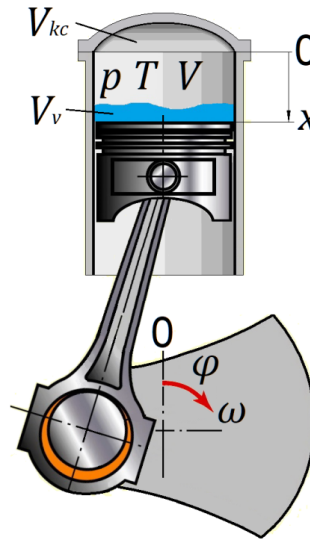


Рис. 4.6. При ході поршня вгору на такті стиснення зайняття нестисливою рідиною частини об'єму повітря в циліндрі є цілком очікуваною причиною швидкого підвищення тиску в циліндрі

Для вирішення завдання необхідно спочатку зробити спрощують припущення, які дозволять скласти відповідні рівняння, але водночас не вплинуть на помітний негативний вплив на результат. Відповідно до цього було зроблено такі спрощувальні припущення:

- 1) рідина, що потрапила в циліндр, нестислива,
- 2) фізичні властивості рідини внаслідок швидкоплинності процесу не залежать від температури та тиску повітря, температура та властивості рідини приймаються незмінними та однаковими по всьому її об'єму,
- 3) у досліджуваному процесі рідина не піддається випаровуванню, конденсації, хімічним реакціям та іншим видам перетворення,
- 4) запалення і горіння палива виключаються (наприклад, у ДВЗ з іскровим запаленням будь-яка рідина із зазначених вище шунтує іскровий проміжок свічки запалення і перешкоджає іскровому розряду. У дизелі ситуація складніша, але розглянуті рідини можуть також перешкоджати запаленню палива або робити його горіння нестабільним,
- 5) протікання повітря та рідини з циліндра через нещільність в поршневих кільцях та клапанах не враховуються,
- 6) миттєві параметри повітря в циліндрі за об'ємом однакові, їх зміна по куту повороту колінчастого валу відбувається квазістаціонарно,

7) швидкість обертання колінчастого валу постійна і від попадання в циліндр рідини не залежить (це рівносильно припущенню того, що колінчастий вал важкий та/або його інерція при обертанні дуже велика).

Розглянемо тепер процес стиснення повітря з рідиною в циліндрі від моменту закриття впускних клапанів, для чого спочатку уточнимо геометричні параметри. Поточний об'єм повітря в циліндрі зазвичай заведено розраховувати за формулою [98]:

$$V = x \frac{\pi}{4} D^2 + V_{kc}, \quad (4.1)$$

де:  $x$  – поточна координата днища поршня, що відраховується від верхньої мертвої точки,  $D$  – діаметр циліндра,  $V_{kc}$  – об'єм камери згоряння.

Однак за наявності рідини в циліндрі формула набуває іншого вигляду:

$$V = x \frac{\pi}{4} D^2 + V_{kc} (1 - \varepsilon_v), \quad (4.2)$$

де:  $\varepsilon_v = \frac{V_v}{V_{kc}}$  – відносний об'єм рідини (стосовно об'єму камери), або коефіцієнт заповнення камери згоряння рідиною.

З урахуванням геометричного ступеня стиснення

$$\varepsilon = \frac{V_h}{V_{kc}} + 1, \quad (4.3)$$

де  $V_h = S \frac{\pi}{4} D^2$  – робочий об'єм циліндра,

з вираження (4.2) отримаємо значення поточного об'єму повітря у циліндрі у вигляді:

$$V = V_h \left( \frac{x}{S} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon - 1} \right) = V_h A_\varphi. \quad (4.4)$$

де коефіцієнт  $A_\varphi = \left( \frac{x}{S} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon - 1} \right)$ .

За вираженням (4.3) та (4.4) видно, що збільшення кількості рідини призводить до зменшення об'єму повітря в циліндрі коштом його заміщення рідиною.

Після підстановки формулу (4.4) формули для відносної координати днища поршня з кінематики кривошипно-шатунного механізму ДВС [99, 100], залежно від кута повороту колінчастого валу  $\varphi$ , що відраховується від верхньої мертвої точки:

$$\frac{x}{S} = 0,5 \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_c}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (4.5)$$

де  $\lambda_c = \frac{R_{kp}}{L_c}$  – відносне подовження шатуна,  $R_{kp}$  – радіус кривошипу,

коефіцієнт  $A_\varphi$ , можна отримати з урахуванням заміщення частини об'єму повітря рідиною у вигляді:

$$A_\varphi = 0,5 \left[ (1 - \cos\varphi) + \lambda_c / 4 (1 - \cos 2\varphi) \right] - \frac{(1 - \varepsilon_v)}{(\varepsilon - 1)}. \quad (4.6)$$

Розглянемо тепер повітря у циліндрі. Згідно з 1-м законом термодинаміки стосовно аналізованого процесу стиснення в циліндрі [98, 101], зміну внутрішньої енергії повітря  $dU$  за часом процесу  $d\tau$  в результаті виробництва над повітрям роботи  $dA$  і відбору від нього теплоти  $Q_w$  можна записати за допомогою рівняння

$$dU = dA - Q_w d\tau, \quad (4.7)$$

де термодинамічна робота

$$dA = -pdV, \quad (4.8)$$

а зміна внутрішньої енергії

$$dU = C_p m dT_v \quad (4.9)$$

При цьому кількість теплоти, що відводиться від повітря в стінки

$$Q_w d\tau = \alpha_w F_w (T - T_w), \quad (4.10)$$

площа стінок циліндра  $F_w = \pi D(0,5D + x)$ , а маса повітря в циліндрі  $m$  при стиску не змінюється, оскільки витоку з циліндра немає.

Виразення для  $dV$ , що входить до рівняння (4.8) можна отримати з (4.4) і (4.6):

$$dV = V_h dA_\varphi = V_h B_\varphi d\varphi, \quad (4.11)$$

де коефіцієнт  $B_\varphi$ :

$$B_\varphi = 0,5(\sin\varphi + \lambda_c \sin 2\varphi). \quad (4.12)$$

Тоді рівняння (4.7) за допомогою вираження (4.5) та з урахуванням того, що  $\varphi = \omega\tau$ , де  $\omega = \pi n / 30$  – кутова швидкість колінвала,  $n$  – частота обертання, хв<sup>-1</sup>, можна перетворити до виду:

$$\frac{dT}{d\varphi} = -T \frac{R B_\varphi}{C_p A_\varphi} - \frac{30 \alpha_w F_w}{\pi n m C_p} (T - T_w). \quad (4.13)$$

Використовуємо тепер рівняння стану, воно зв'язує тиск  $p$ , температуру  $T$  та об'єм  $V$  повітря у циліндрі

$$pV = mRT. \quad (4.14)$$

Після його диференціювання маємо рівняння

$$pdV + Vdp = mRdT, \quad (4.15)$$

Далі, підставляючи в рівняння (4.15) вираження (4.13) для  $dT/d\varphi$ , отримаємо:

$$\frac{dp}{d\varphi} = -p \frac{B_\varphi}{A_\varphi} \left( 1 + \frac{R}{C_p} \right) - \frac{30\alpha_w F_w R}{\pi n m C_p A_\varphi} (T - T_w). \quad (4.16)$$

Спростимо систему з рівнянь (4.15) та (4.16), шляхом приведення їх до виду:

$$\begin{cases} \frac{dT}{d\varphi} = -T\gamma\psi \\ \frac{dp}{d\varphi} = -p\gamma\left(\psi + \frac{C_p}{R}\right) \end{cases}, \quad (4.17)$$

де коефіцієнти:

$$\psi = 1 + \frac{30\alpha_w F_w R}{\pi n p V_h B_\varphi} (T - T_w), \quad (4.18)$$

$$\gamma = \frac{R B_\varphi}{C_p A_\varphi}, \quad (4.19)$$

а коефіцієнти  $A_\varphi$  і  $B_\varphi$  знаходяться за формулами (4.6) і (4.12) відповідно.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha_w$  від повітря в стінки можна скористатися формулою Вошні [63, 67, 68]

$$\alpha_w = 128 (10 p)^{0,8} \omega^{0,8} / (T^{0,53} D^{0,2}), \quad (4.20)$$

де  $p$ ,  $T$  – тиск і температура повітря в циліндрі (МПа та К),  $D$  – діаметр циліндра, м,  $\omega$  – швидкісний коефіцієнт, пропорційний середній швидкості поршня  $C_m = S n / 30$ .

Швидкісний коефіцієнт розраховується за формулою

$$\omega = c_1 C_m + c_2 (p - p_K), \quad (4.21)$$

де значення коефіцієнтів  $c_1$  та  $c_2$  рекомендовані залежно від фази циклу [104],  $p_K$  – тиск у впускному трубопроводі.

Рішення системи (4.17) являє собою чисельні значення тиску та температури у функції кута повороту колінчастого валу виду

$$p, T(\varphi) = \int_{\varphi=0}^{\varphi=4\pi} f(p, T, \varphi, \dots) d\varphi. \quad (4.22)$$

В 1-м приближенні решение можно получить путем численного интегрирования системы уравнений (4.22) методом Эйлера или Рунге-Кутты. Для цього необхідно задати крок інтегрування по куту повороту колінвала  $\Delta\varphi$ , початкові значення температури та тиску повітря в циліндрі, що відповідають моменту закриття впускних клапанів. Потім слід розрахувати похідні  $dp/d\varphi$  і  $dT/d\varphi$ , після цього ітераціями визначати тиск і температуру на кожному наступному кроці за формулою

$$T_w = T_w + (dT_w / d\tau)\Delta\tau \quad \text{или} \quad T_{wi} = T_{wi-1} + [(dT_w / d\tau)_i + (dT_w / d\tau)_{i-1}]\Delta\tau / 2, \quad (4.23)$$

з одночасним розрахунком нового поточного кута повороту колінчастого валу.

Однак у розглянутій задачі є особливість – початковими умовами для вирішення системи рівнянь є тиск і температура повітря в циліндрі в момент закриття випускних клапанів на такті стиснення. Ці значення тиску та температури не можуть бути обрані довільно (у тому числі не можуть бути прирівняні до параметрів навколишнього середовища), а мають бути точно розраховані.

Для того, щоб знайти початкові значення тиску та температури в момент закриття впускних клапанів, необхідно за допомогою стандартних програм виконати розрахунок робочого циклу ДВЗ. Для цього, крім завдання геометрії двигуна та його режиму роботи (частота обертання), необхідно задавати температуру стінок циліндра  $T_w$ , оскільки вона входить до системи рівнянь (4.17).

Перш ніж проводити розрахунок початкових умов, необхідно визначити вплив рідини на процес впуску. Якщо детально розглядати весь процес надходження рідини в циліндр на такті впуску, завдання буде значно ускладнене. Але оскільки йдеться про наближену модель, можна зробити спрощувальне припущення про те, що об'єм рідини малий в порівнянні з об'ємом циліндра. У цьому разі помилка в обчисленні об'єму повітря, що надійшов у циліндр, складе трохи більше відношення об'єму камери згоряння до об'єму циліндра, тобто трохи більше ніж 10%.

Отже, рідина, що надходить в циліндр на такті впуску разом з повітрям, не впливатиме на температуру і тиск повітря в циліндрі в цей період. В результаті можна прийняти умову, що під час впуску рідини в циліндрі не було, і вона з'явилася прямо в момент закінчення впуску, якщо просто замінити частину повітря в циліндрі.

Для розрахунку початкових значень, необхідних для моделювання гідроудару, використано програму Lotus Engine Simulation [97, 105, 106]. Це дозволяє розрахувати миттєві параметри термодинамічного циклу ДВЗ (середні за об'ємом тиск і температуру в циліндрі) по куту повороту колінчастого валу. Потім значення кута повороту колінвала, відповідного закриття випускних клапанів визначаються початкові умови на вирішення системи рівнянь (4.17).

При розрахунку були задані дані типового автомобільного ДВЗ [76, 82]: тип ДВЗ – бензиновий з іскровим запалюванням, розмірність двигуна 83x84 мм, ступінь стиснення 9,0, режим роботи 3000 хв<sup>-1</sup>, закриття випускних клапанів 40° після нижньої мертвої точки, температура стінок 390К та інші параметри. Оскільки метою розрахунку були не основні інтегральні параметри двигуна

(потужність, крутний момент, питома витрата палива), а температура і тиск в циліндрі, використовувалася спрощена 1-циліндрова модель (рис.4.7).

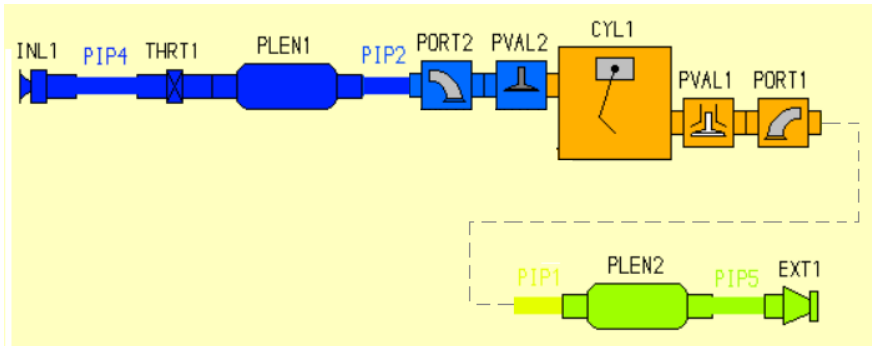


Рис. 4.7. 1-циліндрова геометрична модель двигуна для розрахунку початкових умов гідроудару у програмі Lotus Engine Simulation

Розрахунок циклу проводився з урахуванням теплообміну зі стінками, що було забезпечено завданням у програмі відповідних коефіцієнтів тепловіддачі (програма враховує теплообмін газу зі стінками камери згоряння та поршня, а також втрати тепла в охолоджувальну рідину).

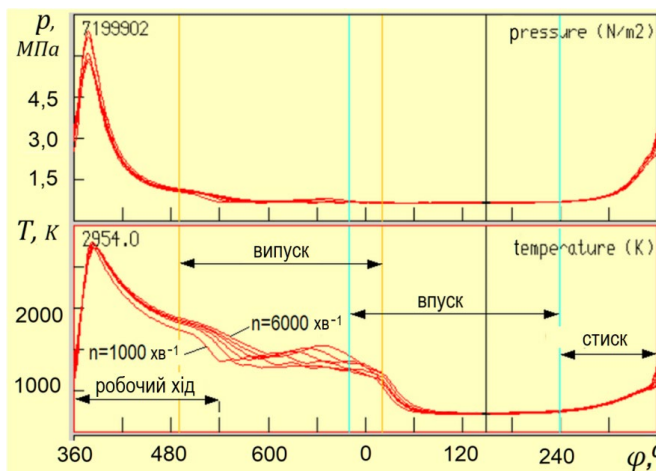


Рис. 4.8. Діаграми тиску  $p$  і температури  $T$  у циліндрі ДВЗ по куту повороту колінчастого валу на режимах 1000-6000 хв<sup>-1</sup>, отримані за допомогою програми Lotus Engine Simulation [82]

На рис.4.8 представлені розрахункові діаграми тиску та температури в циліндрі на режимах від 1000 до 6000 хв<sup>-1</sup>, включаючи вибраний режим 3000 хв<sup>-1</sup> [82]. Ці дані дозволяють встановити початкові значення тиску та температури в момент закриття впускних клапанів, що необхідно для подальшого моделювання гідроудару шляхом розрахунку такту стиснення за

наявності рідини (для цього прикладу було отримано  $p_0 = 1,23$  бар,  $T_0 = 363\text{K}$ ,  $\varphi = 220^\circ$ ).

Характерно, що даний спосіб вибору початкових значень тиску та температури практично повністю відповідає дійсним умовам роботи ДВЗ при гідродарі – цикл, який передує попаданню рідини в циліндр, нічим не відрізняється від нормального та фактично визначає початкові умови для гідродару.

Точність отриманих результатів та можливу помилку розрахунку процесу стиснення можна оцінити, якщо провести тестовий розрахунок за відсутності рідини та порівняти отримані значення тиску та температури в циліндрі за пропонованою моделлю з даними циклу, отриманими за допомогою програми Lotus Engine Simulation. Таке порівняння необхідне, оскільки програма дає розрахунок повного замкнутого циклу ДВЗ, а модель – лише його частини.

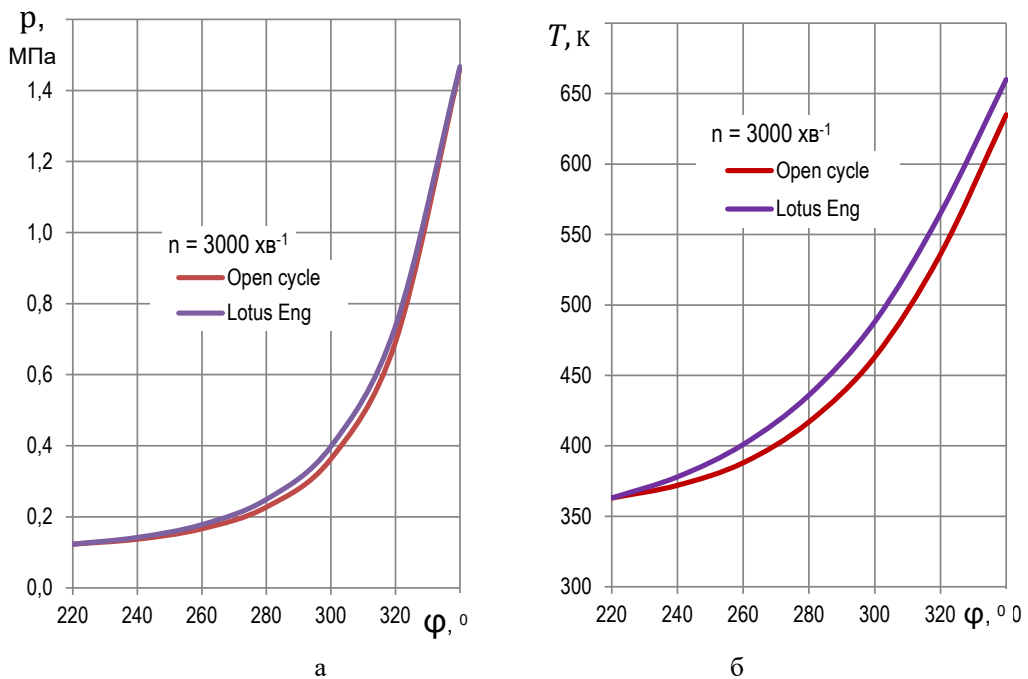


Рис. 4.9. Порівняння результатів розрахунку тиску (а) і температури (б) у циліндрі ДВЗ по куту повороту колінвала на такті стиснення за розробленою методикою (Open cycle) та за допомогою програми Lotus Engine Simulation (Lotus Eng) при однакових параметрах на момент закриття впускних клапанів та інших рівних умовах [76]

Дійсно, для циклічних розрахунків параметри на виході кожного циклу є початковими умовами для наступного циклу, що через певну кількість циклів виключає вплив початкових умов. Навпаки, у розробленій моделі реалізовано лише частину повного циклу. У такому відкритому циклі очікується наростання помилки, особливо під час використання простих методів чисельного

інтегрування, що може зробити результати розрахунку точок, далеко віддалених від початкових умов, недостовірними.

На рис.4.9 представлений результат розрахунку, отриманий за допомогою розробленої моделі для тиску і температури в циліндрі на такті стиснення за відсутності рідини при кроці по куту повороту колінвала  $\varphi = 2^0$ . Тут же нанесені діаграми тиску та температури, які отримані під час розрахунку за програмою Lotus Engine Simulation [76].

Порівняння даних показує, що розроблена модель дає цілком задовільний результат. Для тиску помилка, тобто різниця між значеннями, які дає модель і програма LES, не перевищує  $-8,5\%$  (помилка у меншу сторону), причому ближче до верхньої мертвої точки помилка розрахунку тиску зменшується до  $-3,7\%$ . Температура розраховується точніше – за тієї ж помилки  $-3,7\%$  поблизу верхньої мертвої точки помилка у розрахунку за моделлю у середній фазі процесу стискування вбирається у  $-5\%$ .

Такий результат дає підставу застосувати розроблену модель для подальших досліджень процесу стиснення рідини в циліндрі.

#### 4.2. Вплив матеріалу та геометрії стрижня шатуна на характер ушкодження

Як відомо [76, 82], пошкодження ДВЗ при попаданні рідини в циліндр пов'язане, головним чином, із втратою стійкості стрижнем шатуна. Досить точні розв'язання такої задачі можна отримати за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ [84, 85, 95, 96, 107]). Однак у рамках зроблених вище припущень можна знайти наближені та простіші, але цілком достовірні та ефективні для експертної практики рішення.

Якщо для процесу стиснення знехтувати чинними силами інерції на шатун (що цілком справедливо, якщо частота обертання колінвала невелика), то сила осевого стиснення шатуна визначається тиском в циліндрі  $p$  і знаходиться за формулою

$$R_{\max} = (p_1 - p_0)F, \quad p_1 = p_0 + \sigma_{\max} \frac{A}{F}, \quad (4.24)$$

де  $F$  – площа поршня,  $A$  – площа поперечного перерізу стрижня шатуна,  $p_0$  – тиск у картері,  $R_{\max}$  – максимальна сила стиснення,  $\sigma_{\max}$  – максимальне напруження стиснення (питома сила стиснення), що дорівнює відношенню сили до площі поперечного перерізу стрижня  $A$ .

При цьому тиск в картері в 1 наближенні можна прийняти рівним тиску навколишнього середовища.

Сила стиснення сприймається поперечним перерізом стрижня шатуна (рис.4.10) площею:

$$A = (h - h_1)b + h_1t, \quad (4.25)$$

звідки неважко знайти стискувальне напруження стрижня.

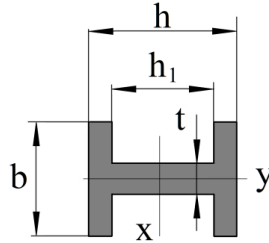


Рис. 4.10. Переріз стрижня шатуна:  $h$  – ширина профілю стрижня,  $b$  – товщина профілю

З іншого боку, як це впливає з теорії [108], зі зростанням осьового навантаження на стрижень, при перевищенні стискальним напруженням  $\sigma$  у матеріалі стрижня якогось критичного значення  $\sigma_{cr}$  настає втрата стійкості стрижня шатуна.

Критичне значення напруження  $\sigma_{cr}$  залежить від гнучкості стрижня та визначається за формулою

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (4.26)$$

де  $l$  – довжина стрижня,  $i$  – радіус інерції поперечного перерізу стрижня,  $\mu$  – коефіцієнт приведення довжини [109].

Радіус інерції стрижня шатуна, що входить у формулу (4.26), розраховується за формулою

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}, \quad (4.27)$$

де моменти інерції [110] за осями  $x$  та  $y$  (рис.4.10):

$$\begin{aligned} I_x &= 0,0833 \left[ bh^3 - (b-t)h_1^3 \right], \\ I_y &= 0,0833 \left[ (h-h_1)b^3 + h_1t^3 \right]. \end{aligned} \quad (4.28)$$

Для деформації у напрямку вздовж осі колінвала стрижень на краях можна вважати затиснутим, якщо знехтувати зазорами та люфтами деталей шатунно-поршневої групи. Тоді  $\mu_y = 1/2$ . Водночас у площині хитання шатуна стрижень має шарнірне кріплення (шатун має можливість вільного обертання в кривошипній та поршневій головках), для таких умов  $\mu_y = 1$ .

За наявності розмірів стрижня можна розрахувати його гнучкість. Як приклад розглянемо стрижень шатуна з розмірами, типовими для бензинових ДВЗ:  $l = 100$  мм,  $h = 20$  мм,  $h_1 = 14$  мм,  $b = 12$  мм,  $t = 4$  мм. Тоді за формулою (4.27) значення гнучкості:  $\lambda_x = 12,96$ ;  $\lambda_y = 16,62$ , Звідси впливає, що з даних

розмірах гнучкість у бік осі колінвала більше, і у цьому напрямі слід очікувати деформацію стрижня за втрати стійкості. При зменшенні ширини профілю стрижня  $h$  гнучкість  $\lambda_x$  збільшиться, і втрата стійкості може статися в перпендикулярній площині качання шатуна.

Відомо, що для шатунів ДВЗ цього типу нерідко застосовуються хромонікелеві сталі, для яких орієнтовно при зазначених вище значеннях гнучкості коефіцієнт  $\varphi_\sigma = 0,96$ , а при термообробці до твердості НВ 280-320 границя плинності становить близько 800 МПа [111]. Звідки слід, що критичне стискальне напруження для стрижня шатуна цього профілю з такої сталі  $\sigma_{cr} = 770$  МПа.

### 4.3. Результати моделювання параметрів повітря в циліндрі при попаданні рідини

Розрахунок процесу стиснення повітря в циліндрі із зазначеними вище початковими умовами в діапазоні кутів повороту колінчастого валу від моменту закриття впускних клапанів ( $\varphi = 220^\circ$ ) до верхньої мертвої точки було виконано для різних значень коефіцієнта заповнення камери згоряння рідиною  $\varepsilon_v$  [76, 82].

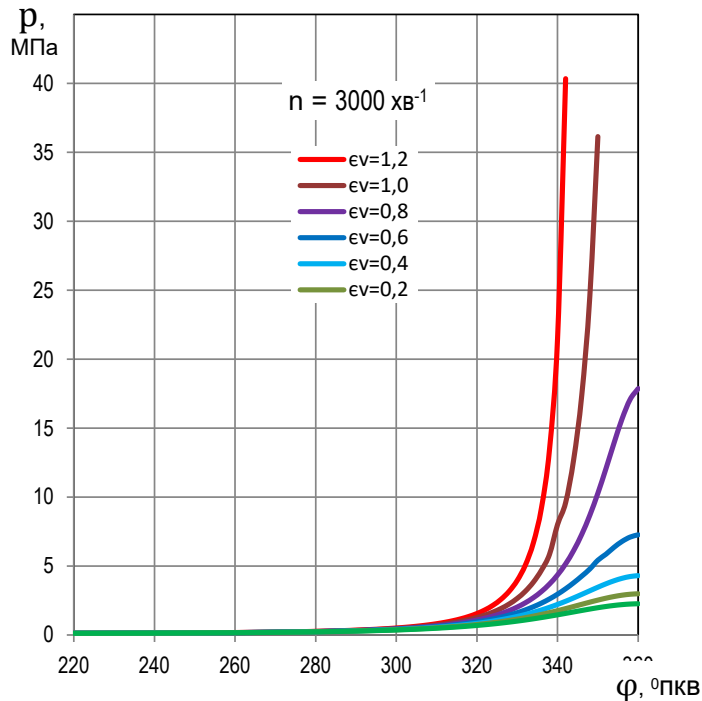


Рис. 4.11. Зміна тиску в циліндрі за кутом повороту колінвала бензинового двигуна при різних значеннях коефіцієнта заповнення камери рідиною [76, 52]

Задані значення  $\varepsilon_v = 0-1,2$  дозволили отримати зміну тиску в циліндрі (рис.4.11) у широкому діапазоні станів – від стиснення чистого повітря без рідини до стиснення повітря з рідиною при об'ємі на 20% більше об'єму камери згоряння.

Результати розрахунку (рис.4.11) показують, що тиск у циліндрі починає помітно зростати порівняно зі звичайним стисненням без рідини лише за  $50-60^0$  до мертвої верхньої точки. Приблизно за  $10^0$  до неї при великому заповненні камери згоряння рідиною тиск може зрости в десятки або навіть у сотні разів.

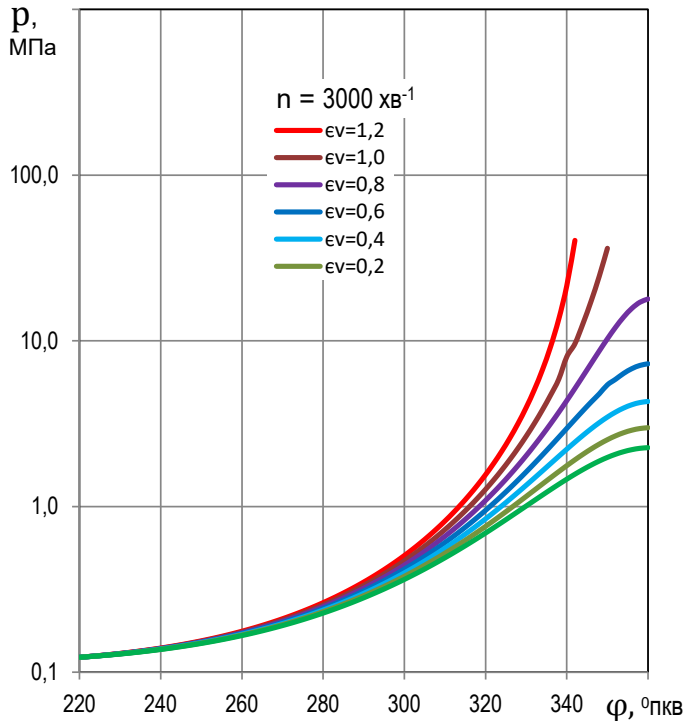


Рис. 4.12. Логарифмічна діаграма зміни тиску в циліндрі бензинового двигуна за кутом повороту колінчастого валу для різних значень коефіцієнта заповнення циліндра рідиною  $\varepsilon_v$

Різке зростання тиску за наявності рідини саме у кінцевій фазі стиснення добре видно, якщо перебудувати діаграму, використовуючи логарифмічну вісь ординат (рис.4.12). Однак найбільш наочно цей результат виходить, якщо розглянути залежності тиску в циліндрі від коефіцієнта заповнення камери згоряння при різному кутовому положенні колінчастого валу (рис. 4.13).

Для порівняння, аналогічний розрахунок був проведений і для автомобільного дизеля тієї ж розмірності (83x80 мм) зі ступенем стиснення 22. На рис.4.14 (а і б) добре видно, що модель дає задовільний збіг при розрахунку параметрів повітря в циліндрі в процесі стиснення не тільки бензинового, але і дизельного двигуна.

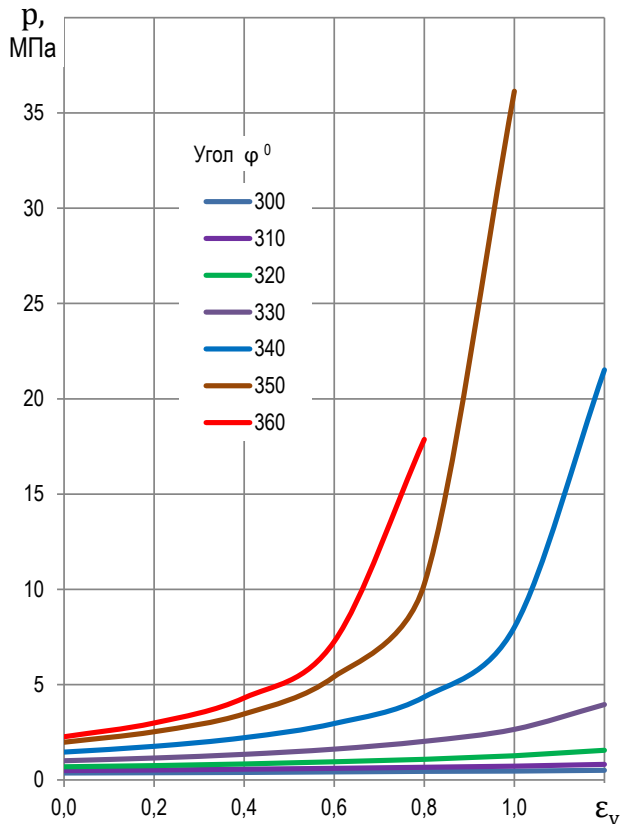


Рис. 4.13. Діаграма зміни тиску в циліндрі в залежності від коефіцієнта заповнення рідиною  $\varepsilon_v$  при різних кутах повороту колінчастого валу

Водночас коштом вищого ступеня стиснення зміна тиску в циліндрі дизеля при гідрударі відбувається набагато різкіше за величиною, і за інших рівних умов у багато разів перевершує тиск у циліндрі бензинового ДВЗ (рис. 4.14).

Зрозуміло, що значне зростання тиску за наявності великої кількості рідини в порівнянні з об'ємом камери може спричинити пошкодження деталей. Отже, отримані дані можна використовувати подальшого дослідження, оскільки вони визначають умови для завдань визначення напружено-деформованого стану та втрати стійкості шатуна. Однак одних даних за тиском недостатньо – для того, щоб визначити граничне значення коефіцієнта заповнення, при якому починаються пошкодження, необхідно зв'язати отримані результати з міцністю деталей ДВЗ.

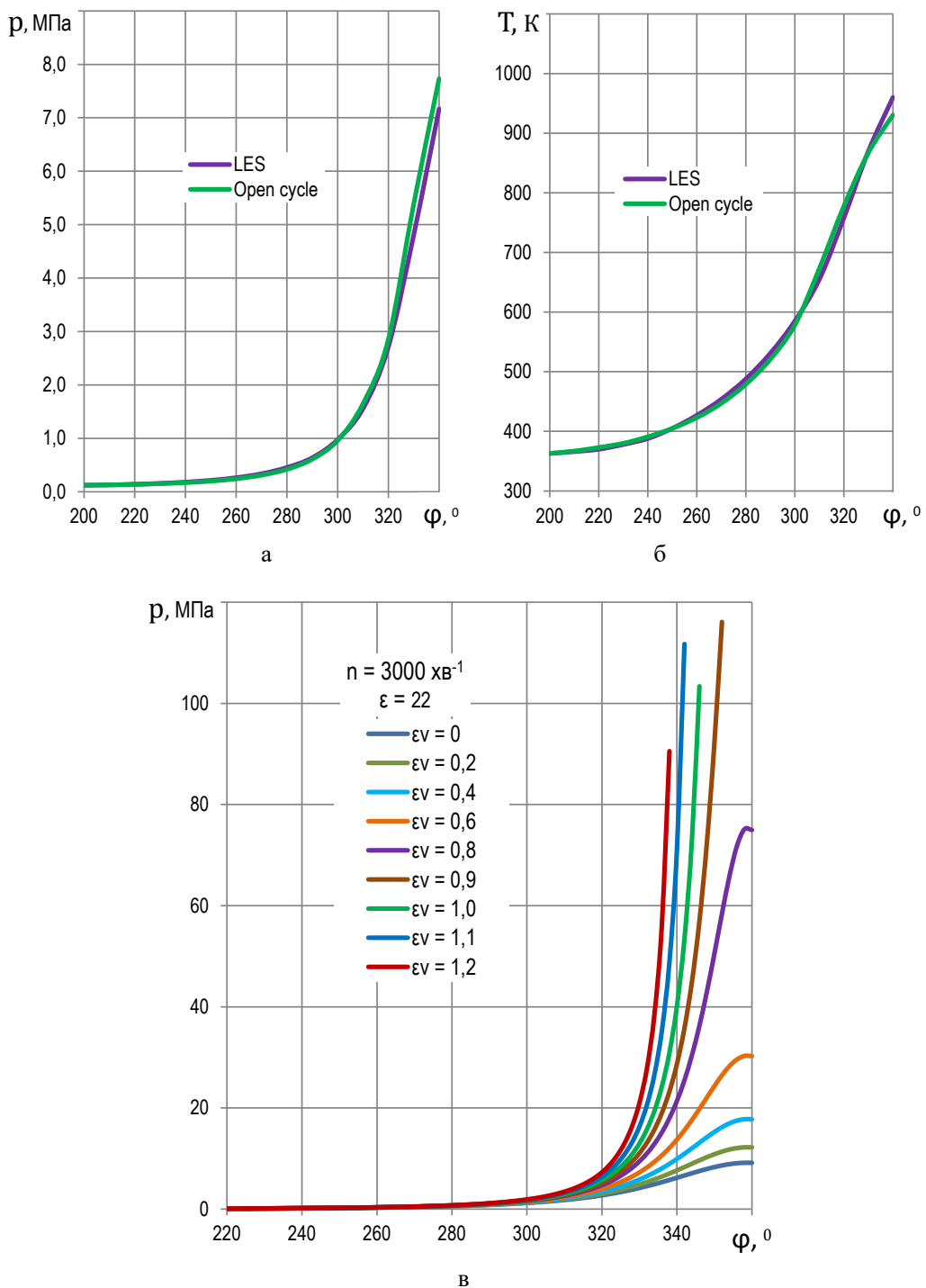


Рис. 4.14. Зміна параметрів у циліндрі дизеля: LES – розрахунок за програмою Lotus Engine Simulation, Open cycle – розрахунок за розробленою моделлю, а) тиск при стисканні без рідини, б) температура в тих же умовах, в) тиску при різній кількості рідини

На рис. 4.15 представлена діаграма напружень у стрижні шатуна бензинового двигуна, розрахованих згідно з формулою (4.24) для профілю поперечного перерізу, показаного на рис. 3.10, і тисків, зображених на рис. 4.13. На діаграму нанесено значення критичного напруження  $\sigma_{cr}$ , отриманого за формулою:

$$\sigma_{cr} = \sigma_t \varphi_\sigma, \quad (4.29)$$

де  $\sigma_t$  – границя плинності матеріалу шатуна, вище якого розташована область втрати стійкості стрижнем [82].

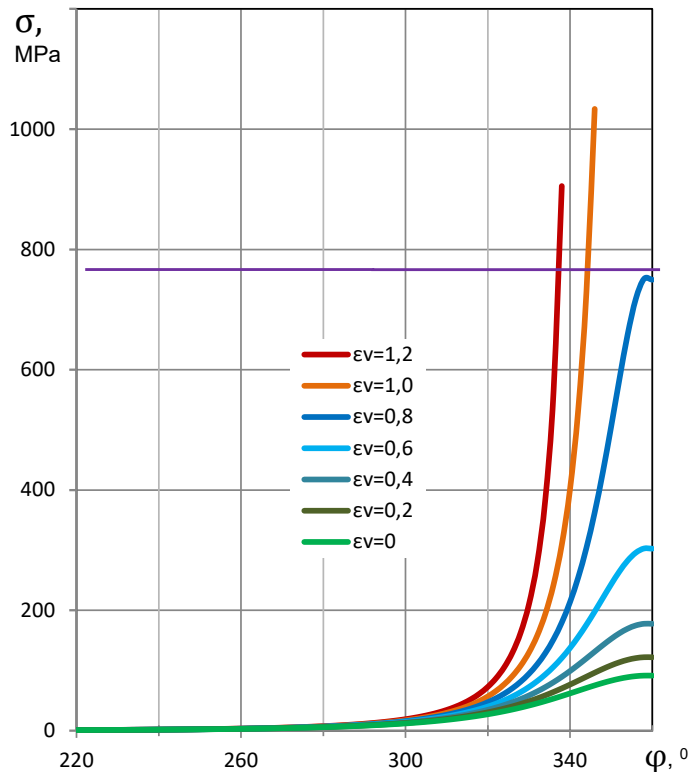


Рис. 4.15. Зміна стискального напруження в стрижні шатуна по куту повороту колінчастого валу бензинового двигуна в залежності від коефіцієнта заповнення  $\varepsilon_v$  – верхня частина діаграми відповідає зоні втрати стрижнем шатуна стійкості [82]

На діаграмі видно, що перетин кривих напруження з лінією критичного напруження суворо відповідає певному куту повороту колінвала і положення поршня. Можна припустити, що при досягненні поршнем цієї координати в процесі стиснення шатун фактично втрачає міцність – поршень залишається на місці, а колінчастий вал продовжує обертання, при цьому шатун пластично деформується (укорочується) доти, доки шатунна шийка колінвала не пройде положення, відповідне верхній мертвої точки.

#### 4.4. Визначення навантажень, що діють на поршень та поршневий палець при гідродарі

Для вирішення завдання необхідно розглянути схему шатунно-поршневої групи та основні сили, що діють у ній (рис. 4.15). З метою спрощення дезаксаж у досліджуваній схемі кривошипно-шатунного механізму не враховується, а процес розглядається як квазістатичний.

У всіх класичних працях з теорії ДВС вважається, що бічна сила тиску поршня на циліндр виникає тільки з розкладання за напрямками сумарної сили (тиску та інерції), що діє на масу деталей, що зворотно-поступально рухаються [112, 113]. При заданій масі та частоті обертання наявність кута відхилення шатуна від осі циліндра, згідно з теорією, повністю визначає величину бічної сили, яка і є силою тиску на спідницю поршня.

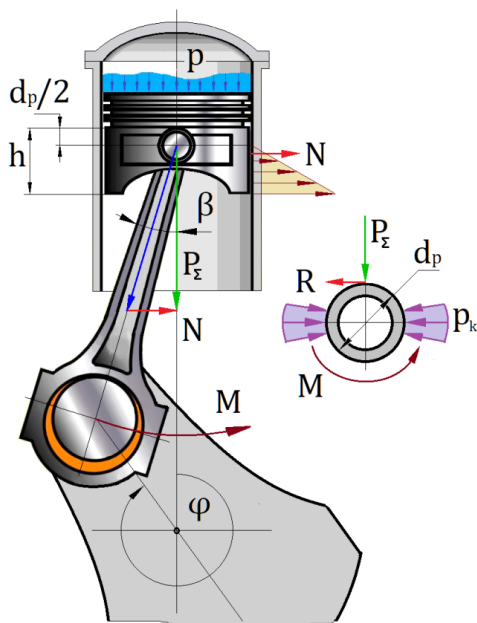


Рис. 4.16. Схема шатунно-поршневої групи, що показує сили та моменти, що діють на деталі при гідродарі

Зі схеми (рис. 4.16) зрозуміло, що бічна сила на поршень створює тиск на спідницю поршня. Ця сила визначається за формулою

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta = (P + P_j) \operatorname{tg} \beta, \quad (4.30)$$

де  $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$  – кут відхилення шатуна від осі циліндра,

залежно від сумарної сили  $P_{\Sigma}$ , що діє на поршень, та кута  $\beta$  відхилення шатуна від осі циліндра:

$$P_{\Sigma} = P + P_j, \quad (4.31)$$

де  $P, P_j$  – сила тиску та інерції.

Для отримання кількісних даних про бічну силу необхідно розглянути залежність тиску в циліндрі від кута повороту колінчастого валу. На режимах малих та середніх частот обертання сили тиску набагато перевищують сили інерції. В такому випадку йдеться про частину циклу стиснення, причому з рідиною в циліндрі, коли тиск в циліндрі не просто значні, а в багато разів перевищують звичайний рівень коштом заміщення частини об'єму рідини, що не стискається. Тоді вплив сил інерції на процес буде ще меншим, і ними можна взагалі знехтувати.

Далі слід використовувати вже одержані вище дані про втрату стійкості стрижнем шатуна. Для типового стрижня шатуна досліджуваного типу двигуна з результатів моделювання процесу [82], у тому числі за допомогою методу кінцевих елементів, відомо, що втрата стійкості настає при питомому стиску в діапазоні 700-800 МПа. Це означає, що при досягненні цього значення при гідродарі осьова сила далі не зростає, і в вузькому діапазоні кутів повороту колінчастого валу, що розглядається, вона може бути прийнята постійною.

Для моделювання сил, які діють на поршень при гідродарі, як приклад вибрано значення відносної кількості рідини в циліндрі (тобто віднесеного до об'єму камери згоряння), що дорівнює  $\varepsilon_v = 1,0$ . Це значення відображає середню кількість рідини, яка найчастіше викликає гідродар у реальних умовах експлуатації [76].

Питома стискувальна сила, що діє на стрижень, пов'язана з тиском у циліндрі простим співвідношенням (4.24). Для обраного значення  $\varepsilon_v$  розрахунок процесу стиснення повітря з рідиною за розробленою моделлю гідродару (рис.4.11) дає зміну тиску в циліндрі по куту повороту колінчастого валу (рис.4.17). При цьому формула (4.24) визначає максимальний тиск у циліндрі, виходячи з умови втрати шатуном стійкості (після якого тиск у циліндрі коштом деформації шатуна не зростає). Для подальших досліджень було обрано стрижень шатуна з традиційним профілем 20x12 мм з основою 4 мм і полицями завтовшки 3 мм [114].

Исходя из этого на діаграму тиску (рис.4.17) можна завдати обмеження ( $p_l$ ) у середньому 17,3 МПа при куті повороту колінвала в діапазоні 340-350° (середнє значення 346°). У цьому значенні тиск у циліндрі стає незмінним у зв'язку із втратою стійкості та деформацією шатуна.

Відповідно, ці дані дозволяють розрахувати та бічну силу спідниці, що описується формулою (4.30). Площа спідниці, яка спирається на циліндр в

аналізованому процесі (одна сторона спідниці), в 1-му, але досить близькому наближенні до реального, можна прийняти рівною половині площі поршня.

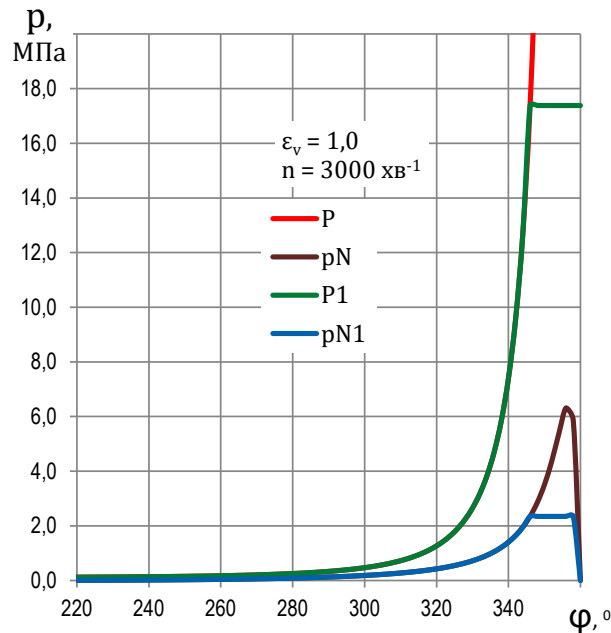


Рис. 4.17. Результати розрахунку тиску в циліндрі та питомого тиску на спідницю поршня від бічної сили [116]

Звідси з формули (4.30) питомий тиск спідниці на циліндр становитиме:

$$p_N = 2(p - p_0) \cdot \text{tg} \beta . \quad (4.32)$$

Обмеження, спричинене втратою стійкості стрижня шатуна, згідно з формулою (4.32), поширяться на питомий тиск, і саме це значення ( $p_{N1}$  на графіку рис.4.17) є метою розрахунку.

Згідно з отриманим результатом розрахунку за формулою (4.32), при гідроударі досліджуваній поршень має бічне питомий тиск лише 2,3 МПа. Дані моделювання бічного навантаження за допомогою методу скінченних елементів показують, що таке навантаження повинне дати пружну деформацію приблизно 0,16 мм. Виходить, що розрахунковий питомий тиск ще далекий від критичного при перевищенні границі плинності, який був би досягнутий при критичному значенні питомого тиску 7,2 МПа та деформації спідниці 0,5 мм.

Щобільше, навіть якби шатун зміг витримати гідроудар, і тиск у циліндрі став би ще більшим (крива  $p$  на рис.4.17), бічної сили (крива  $p_N$ ) все одно не вистачило б для пластичної деформації спідниці, оскільки питомий тиск на спідницю залишається набагато нижче критичного.

Тобто результат розрахунку суперечить даним експертних досліджень гідроудару, де пластична деформація спідниці поршня є звичайним явищем

[70]. Виникає суперечність, оскільки незрозуміло, де знаходиться "недостатня" сила, що здавлює спідницю з додатковим зусиллям, пропорційним питомому тиску 4,9 МПа. Ця сила набагато, у 2-2,5 рази більша від бічної сили, що визначається тиском в циліндрі та кінематикою кривошипно-шатунного механізму.

Для відповіді на питання, коштом чого виникла така суперечність, пропонується розглянути овалізацію поршневого пальця під навантаженням, що виникає у момент гідроудару (рис.4.14). Для спрощення завдання передбачається, що палець має нерухому посадку в поршневій головці шатуна [70]. Надзвичайно високий тиск у циліндрі перевищує максимальне робоче у кілька разів, що викличе овалізацію та розширення пальця у горизонтальній площині. Тоді додаткова сила з'явиться внаслідок натягу пальця в отворі бобишок поршня, оскільки в цьому поєднанні діятиме сила тертя.

У разі навантаження на палець, розподіленого по окружності за законом косинуса, збільшення діаметра від овалізації у горизонтальній площині пропорційно навантаженню та розраховується за формулою

$$\Delta d_p = 0,09(p - p_0)B_\alpha. \quad (4.33)$$

Коефіцієнт  $B_\alpha$  дорівнює [116]:

$$B_\alpha = \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3 \frac{FA_\alpha}{El_p}, \quad (4.34)$$

де

$$A_\alpha = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3, \quad (4.35)$$

$\alpha = d_0/d_p$  – відносний діаметр отвору,  $d_p$ ,  $d_0$  – діаметр пальця та отвору, відповідно,  $l_p$  – довжина пальця,  $E$  – модуль пружності матеріалу.

Розрахунок для пальця з розмірами 22x14x60 мм при максимальному тиску в циліндрі при гідроударі, дає наступний результат: при  $p = 17,4$  МПа  $\Delta dp = 0,083$  мм. Звідси випливає, що за порушення умов експлуатації поршневий палець отримує значну деформацію. Для перевірки результату можна скористатися діаграмою робочого тиску в циліндрі (рис.5.28) – той же палець при робочому тиску в циліндрі  $p = 4,7$  МПа дає овалність приблизно  $\Delta dp = 0,02$  мм, що є гранично допустимим згідно [113], оскільки наближається до величини робочого зазору у з'єднанні пальця з поршнем.

Основною гіпотезою, яка приймається при подальшому розгляді даного процесу, є те, що надмірна деформація пальця під позаштатним навантаженням при порушенні умов експлуатації створює в отворі бобишок поршня значне тертя. Це тертя створює бічну силу, що діє на спідницю поршня поблизу верхньої мертвої точки [116].

Відомо, що сила (момент) тертя у поєднанні пальця з шатуном і поршнем у класичній теорії ніяк не враховується, і при розгляді сил, що діють у кривошипно-шатунному механізмі та циліндро-поршневій групі, не виділяється [117]. Тобто класична теорія фактично побудована на відсутності тертя у поєднанні пальця і поршня [101]. Однак те, що припустимо при штатних навантаженнях, може давати велику помилку при порушенні умов експлуатації. Тому є всі підстави припускати, що саме відсутність обліку сили тертя у поєднанні поршневого пальця з поршнем робить результат розрахунку бічної сили при гідроударі за формулою (4.30) не відповідним дійсним навантаженням.

Для оцінки меж зміни тертя у поєднанні поршня з пальцем розглянемо випадок, коли внаслідок надмірних навантажень поршневий палець настільки сильно деформується, що заклинює в шатуні та поршні. Тоді шатун поблизу верхньої мертвої точки фактично повертатиметься щодо осі верхньої (поршневої) головки шатуна разом з поршнем (рис.4.16) і деформувати його спідницю.

Цю деформацію неважко розрахувати. Для цього слід задати кут  $\varphi_0$  повороту колінчастого валу, при якому відбулося заклинювання пальця. Крім того, більшість поршнів автомобільних бензинових двигунів має верхній край спідниці приблизно відповідає верхньому краю отвору під палець. При заклинюванні в пальці та повороті поршня разом з шатуном можна покласти, що деформація спідниці відбуватиметься лише нижче осі отвору під палець. Тоді деформація нижнього краю спідниці визначається наближеним співвідношенням [116]:

$$\delta_0 = \left( h - \frac{d_p}{2} \right) \operatorname{tg} \beta_0, \quad (4.36)$$

де  $\beta_0$  – кут відхилення шатуна від вертикальної осі у момент заклинювання поршневого пальця,  $h$  – висота спідниці.

Цей кут пов'язаний з кутом повороту колінчастого валу  $\varphi_0$  як

$$\sin \beta_0 = \lambda \sin \varphi_0. \quad (4.37)$$

Тоді вираження (4.36) дає наступну залежність деформації нижнього краю спідниці від кута повороту колінчастого валу в момент заклинювання пальця:

$$\delta_0 = \left( h - \frac{d_p}{2} \right) \frac{\lambda \sin \varphi_0}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_0}}. \quad (4.38)$$

Розрахунок за формулою (4.38) з вихідними даними для поширеної розмірності бензинових автомобільних двигунів ( $h = 44$  мм,  $d_p = 22$  мм,  $\lambda = 0,333$ ) при значенні кута угла  $\varphi_0 = 15^\circ$  (що приблизно відповідає повному заповненню камери згоряння рідиною) дає деформацію нижнього краю

спідниці  $\delta_0 = 2,85$  мм. Це означає, що якби палець заклинював повністю, то поршні після гідроудару були б не тільки деформовані, а скоріше за все, мали б зруйновану спідницю. Однак цього не спостерігається на практиці [70].

Іншими словами, припущення про повне заклинення поршневого пальця також не відповідає реальній картині гідроудару, як і результати розрахунків з класичної теорії. Залишається припустити, що стан поршневого пальця знаходиться десь між повним заклинюванням та вільним ковзанням. Такий стан відповідає обертанню із тертям.

Для остаточного усунення суперечності розглянемо силу тертя, що виникає внаслідок фактичної появи натягу у з'єднанні пальця з поршнем та шатуном (рис.4.15).

Контактний тиск  $p_R$ , поверхні сполучення пов'язано з моментом тертя  $M$  співвідношенням:

$$p_R = \frac{2M}{kfd_p}, \quad (4.39)$$

де  $k$  – коефіцієнт тертя,  $f$  – площа контакту.

При посадці з натягом передбачається, що деталі сполучаються у присутності мастила. Для таких умов сполучення сталевого пальця із силуміновим поршнем можна прийняти, що коефіцієнт тертя дорівнює 0,15 [118].

Зрозуміло, якщо збільшення діаметра при овалізації пальця менше зазору, то натягу немає, площа контакту дорівнює нулю, і ніякого тертя пару не створює. Тобто, тертя виникає тільки за наявності натягу в поєднанні [119], тому з вираження (4.33) можна знайти навантаження (тиск у циліндрі), при якому збільшення діаметра пальця зрівняється із зазором  $\delta$ :

$$p_\delta = p_0 + 11,1 \frac{\delta}{B_\alpha}. \quad (4.40)$$

Звідси випливає, що натяг пальця  $\Delta$  в парі можна прийняти з такими обмеженнями:

$$\Delta = \begin{cases} 0, \Delta d_p \leq \delta, p \leq p_\delta \\ 0,09(p - p_\delta) B_\alpha, \Delta d_p > \delta, p > p_\delta \end{cases}. \quad (4.41)$$

Фактично це означає, що початок дії тертя на процес припадає на момент досягнення такого тиску, який овілізує палець до розпирання отвору бобишок поршня. За нормальних робочих режимів роботи двигуна така значна деформація не допускається. Тобто даний момент визначає межу, за якою умови нормальної експлуатації порушені, і замість класичної теорії без урахування тертя слід розглядати роботу механізму з тертям. Для цього

достатньо в розрахункових формулах використовувати граничний тиск  $p_\delta$  замість тиску  $p_0$ .

Натяг пальця та питомий тиск пальця на поверхню отвору за умови рівномірності розподілу по окружності та довжині пов'язані залежністю

$$\Delta = p_R d_p C, \quad (4.42)$$

де коефіцієнт:

$$C = \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_p}{E_p}, \quad (4.43)$$

а  $E_d$  і  $E_p$  – модулі пружності матеріалів пальця та поршня.

Коефіцієнти  $C_d$  і  $C_p$ , що входять до формули (4.43), розраховуються за формулами [119, 120]:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_0}{d_p}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_0}{d_p}\right)^2} - \mu_d, \quad C_p = \frac{1 + \left(\frac{d_p}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_p}{d}\right)^2} + \mu_p, \quad (4.44)$$

де  $\mu_d, \mu_p$  – коефіцієнти Пуассона матеріалу охоплюваної (пальця) і охоплює (поршня) відповідно,  $d$  – умовний зовнішній діаметр охоплює деталі (може бути близьким до зовнішнього розміру бобишок поршня).

З формул (4.39) і (4.42) випливає, що момент тертя у з'єднанні поршневого пальця є функція його натягу в отворі, тобто

$$M = \frac{1}{2} k f d_p p_R = \frac{1}{2} k f \frac{\Delta}{C}. \quad (4.45)$$

Вираження (4.45) показує, що з'єднання пальця, поршня та шатуна з натягом зможе передати тим більший момент, чим більше натяг, коефіцієнт тертя та площа контакту.

Далі слід розглянути, куди і як цей момент прикладено. Зі схеми дії сил (рис.4.15) випливає, що поблизу верхньої мертвої точки шатун здійснює поворот навколо осі поршневого пальця. Утворюваний момент передається на поршень у випадку, якщо в поєднанні пальця є тертя. Тобто момент тертя збільшує питомий тиск на спідницю.

Цей момент діє не на всю спідницю, а на її частину, розташовану нижче за осі пальця (рис.4.16), при цьому сила від моменту діятиме на спідницю залежно від висоти її прикладання до циліндра, збільшуючись від 0 до нижнього краю спідниці. Більшість поршнів автомобільних бензинових двигунів верхній край спідниці приблизно розташована у верхнього краю отвору під палець [121]. Тоді, якщо сила прикладена в середині спідниці, її можна пов'язати з моментом наступною залежністю:

$$N_k = \frac{2M}{h - \frac{d_p}{2}}. \quad (4.46)$$

Площа спідниці, яка раніше була прирівняна до половини площі поршня  $F$ , дозволяє записати вираз для питомого тиску на спідницю від моменту тертя в з'єднанні пальця:

$$p_k = \frac{4M}{F \left( h - \frac{d_p}{2} \right)}. \quad (4.47)$$

Або з урахуванням формули (5.27) для моменту:

$$p_k = \frac{2kf\Delta}{FC \left( h - \frac{d_p}{2} \right)}. \quad (4.48)$$

У вираженні (4.48) необхідно уточнити площу контакту  $f$ . При овалізації палець деформує отвір, проте не на всій довжині окружності. Причина очевидна, оскільки початково палець встановлений в отворі з малим зазором, який у гарячому стані зазвичай становить близько  $\delta = 0,020$  мм.

Можна припустити, що характер деформації поршня під навантаженням від надмірного тиску в циліндрі відбувається у бік, зворотний до згинальної деформації пальця (рис.4.18). Це важко врахувати у розрахунку, але це може досить серйозно посилити дію овалізації.

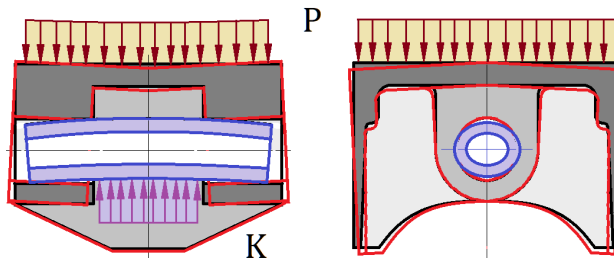


Рис. 4.18. Характер деформації поршня та поршневого пальця при навантаженні поршня надмірним тиском

Тому, з урахуванням того, що зазор становить менше ніж 0,1% від діаметра, а отвір бобишок також деформується тою чи іншою мірою від чинних навантажень, площа контакту була визначена як [116]

$$f = \gamma \pi d_p l_b, \quad (4.49)$$

де  $l_b$  – сумарна довжина частини пальця в бобишках поршня, в сучасних поршнях зазвичай вона близька до 2/3 довжини пальця,  $\gamma$  – коефіцієнт, що враховує вплив різних факторів на площу і характер контакту. В цьому випадку

коефіцієнт  $\gamma$  враховує, яка частина площі отвору знаходиться в контакті з пальцем, а також який вплив деформація поршня має на площу контакту та на тертя у з'єднанні пальця з поршнем.

Зі зростанням навантажень та овалізації площа контакту теж збільшується. Оскільки у вихідному стані палець встановлений в отвір із зазором, площа контакту завжди менше, ніж площа поверхні отвору. Але у зв'язку з наближеним характером моделі в подальших розрахунках зміна площі не враховувалася, а коефіцієнт в 1-му наближенні, без більш точних даних, був прийнятий рівним 0,5. Це може завищити питомий тиск на початку процесу при малій овалізації пальця, але не позначиться на результаті при великій овалізації при максимальних тисках, обмежених втратою стійкості стрижнем шатуна.

Відповідно до цього вираження (4.48) для складової питомого тиску на спідницю від тертя у з'єднанні поршневого пальця набуде вигляду:

$$p_k = k(p - p_\delta) \frac{0,18 \frac{\pi\gamma}{EC} \left[ 1 - 10(\alpha - 0,4)^3 \right] \left( \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3}{\frac{h}{d_p} - \frac{1}{2}}, \quad (4.50)$$

де коефіцієнт  $C$  розраховується за формулами (4.43) та (4.44).

Тоді з урахуванням виражень (4.24) та (4.32) сумарний питомий тиск на спідницю поршня при гідрударі:

$$p_\Sigma = p_N + p_k = (p - p_0) 2 \operatorname{tg} \beta + (p - p_\delta) k C_\alpha, \quad (4.51)$$

де коефіцієнт  $C_\alpha$ , враховує вплив різних факторів, головним чином, геометричних розмірів деталей, на тертя у з'єднанні пальця і дорівнює:

$$C_\alpha = \frac{0,18 \frac{\pi\gamma}{EC} \left[ 1 - 10(\alpha - 0,4)^3 \right] \left( \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3}{\frac{h}{d_p} - \frac{1}{2}}. \quad (4.52)$$

Проведемо аналіз отриманої залежності. На спідницю поршня за певних умов може діяти додаткова сила. Вона фактично викликана тертям та можливим заклинюванням поршневого пальця в бобишках поршня – внаслідок деформації пальця під дією позаштатного навантаження від надмірно високого тиску в циліндрі. Тобто бічна сила, що діє на спідницю при позаштатному навантаженні, буде сумою двох сил – це звичайна сила, що визначається геометрією та кінематикою кривошипно-шатунного механізму, і сила, що виникає внаслідок тертя у з'єднанні поршневого пальця і визначається геометрією і тим, наскільки перевищені максимальні робочі навантаження.

Саме з цієї причини тертя у формулах (4.50-4.52) враховується тільки після того, як тиск у циліндрі перевищить значення  $p\delta$  – це означає, що деформований під позаштатним навантаженням палець створює натяг та тертя

в отворі поршня. Причому дія тертя у з'єднанні поршневого пальця на спідницю поршня буде тим сильнішим, чим вищий коефіцієнт тертя і тиск у циліндрі, чим коротше спідниця поршня і чим більший діаметр поршневого пальця.

Тобто якісно модель відповідає досліджуваному процесу та його особливостям. Одночасно з цим модель фактично дозволяє знайти "недостатню" силу тиску на спідницю при надмірно високих тисках в циліндрі, характерних для гідродару.

На рис. 4.19 представлені результати розрахунку питомих тисків на спідницю поршня за формулою (4.51) з усіма даними та умовами, зазначеними вище.

Навіть попри зроблені припущення, сумарний питомий тиск на спідницю відразу виходить близьким до 7,2 МПа, тобто до того значення, яке для даного поршня близьке до критичного, відповідного початку пластичної деформації спідниці.

Крім цього, цікавить також деформація самого пальця. При овалізації пальця, яка спричинена дією надмірного тиску, збільшення діаметра може бути розраховане за формулою (4.33).

Розрахунок дає картину, подану на рис. 4.20, де зона збільшення розміру пальця понад 0,02 мм є зоною позаштатної експлуатації.

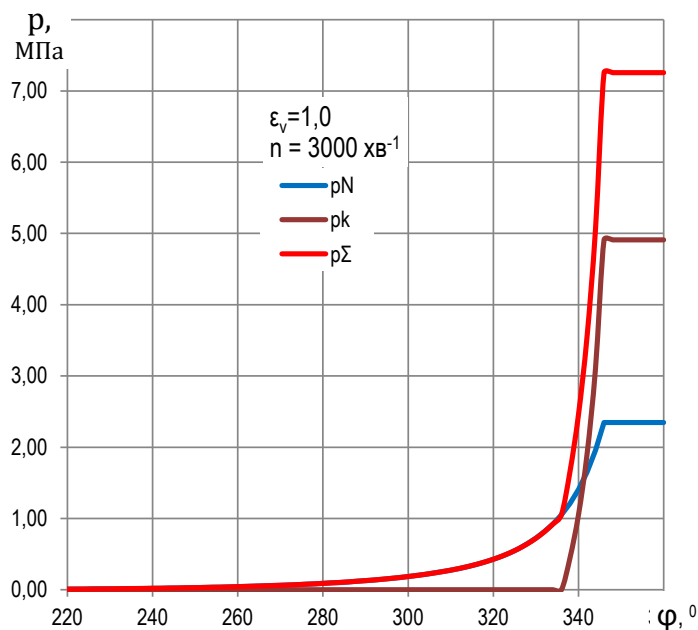


Рис. 4.19. Питомий тиск на спідницю поршня при гідродарі (максимальні значення параметрів обмежені втратою стійкості стрижня шатуна):  $p_N$  – від складової сили тиску на поршень,  $p_k$  – від натягу та тертя у з'єднанні поршневого пальця, та  $p_\Sigma$  – сумарний питомий тиск

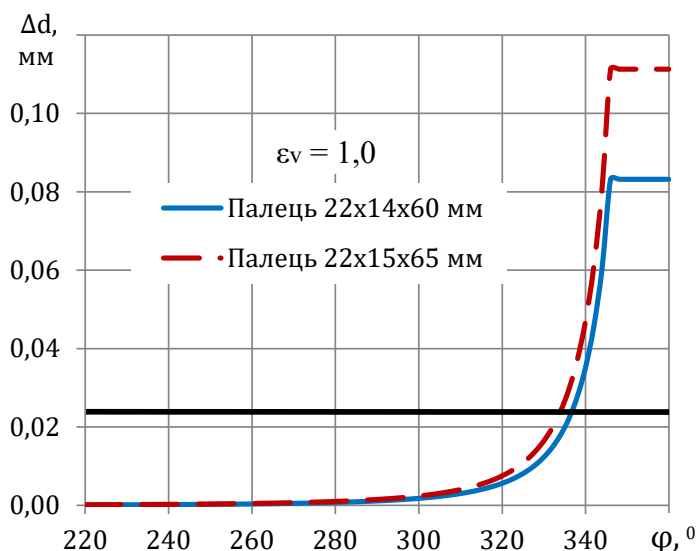


Рис. 4.20. Збільшення діаметра поршневого пальця при овалізації в процесі гідродудару: верхня частина діаграми відповідає позаштатним навантаженням, максимальне значення обмежене втратою стійкості стрижня шатуна

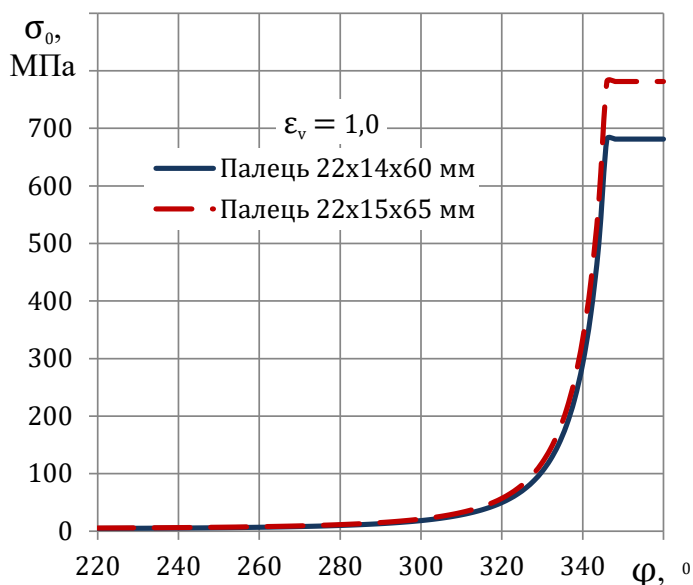


Рис. 4.21. Напруження всередині поршневого пальця при гідродударі: максимальне значення напруження обмежене втратою стійкості стрижня шатуна

На рис.4.21 представлена зміна максимального напруження в процесі гідродудару для двох різних типорозмірів поршневих пальців бензинових автомобільних двигунів, розрахована за формулою [81]:

$$\sigma_0 = 0,8(p - p_0) \frac{F(l_p + 0,5b)}{d_p^3(1 - \alpha^4)}, \quad (4.53)$$

де  $b$  – ширина поршневої головки шатуна,  $\alpha = d_0/d_p$  – відносний діаметр отвору (див. формулу 4.35),

Можна бачити, що в момент втрати стійкості шатуна напруження в середині пальця можуть досягати досить високих значень, що набагато перевищують рекомендовані та максимальні експлуатаційні [113].

Навіть для поширених розмірів пальців такі напруження близькі до критичних, які відповідають границі плинності для звичайних матеріалів, що застосовуються. Водночас відомі конструкції бензинових автомобільних двигунів і з довшими (до 70 мм), і з тоншими (товщина менше ніж 3,5 мм) поршневими пальцями, у яких напруження за тих же умов експлуатації буде ще вищою. Тим самим розроблена розрахункова модель та отримані результати доповнюють дані щодо деформації шатуна при гідрударі та дозволяють пов'язати ознаки пошкоджень різних деталей, що виявляються при дослідженні причин несправностей, спричинених порушенням умов експлуатації.

Таким чином, в результаті гідрудару залишкові деформації можна виявити на всіх деталях шатунно-поршневої групи. Зрозуміло, що пружність може призвести до зменшення залишкової деформації після зняття навантаження. Однак при значних деформаціях в 1-му наближенні для процесу пластичного деформування цілком справедливо знехтувати пружністю і вважати деформацію після втрати стійкості лише пластичною [108].

Тоді, згідно з результатами розрахунку (рис.4.15), можна отримати підсумковий результат для шатуна, а саме величину деформації при втраті стійкості. Вона дорівнюватиме координаті поршня або, що те саме, величині його недоходу до верхньої мертвої точки в момент втрати стійкості стрижнем шатуна.

Результати розрахунку деформації шатуна, залежно від заповнення камери згоряння рідиною, представлені на рис. 4.22. З отриманих даних випливає, що гідрудар у циліндрі ДВЗ фактично відбувається за умови майже повного заповнення камери рідиною, причому початок пластичної деформації стрижня спостерігається, починаючи з 80% заповнення (це видно також на рис. 4.22).

У діапазоні заповнення камери 80-110%, незважаючи на деформацію шатуна до 3,5 мм двигун після гідрудару може зберегти працездатність. Це через невеликий час зазвичай призводить до втомного руйнування стрижня шатуна від нештатних згинальних навантажень [70]. Водночас заповнення камери більше ніж 110-120% за об'ємом призводить до надзвичайно великої деформації шатуна. У таких умовах двигун, швидше за все, вийде з ладу відразу після гідрудару через заклинювання колінчастого валу поршнем в нижній мертвій точці або при упорі деформованого стрижня шатуна в нижній край циліндра [82].

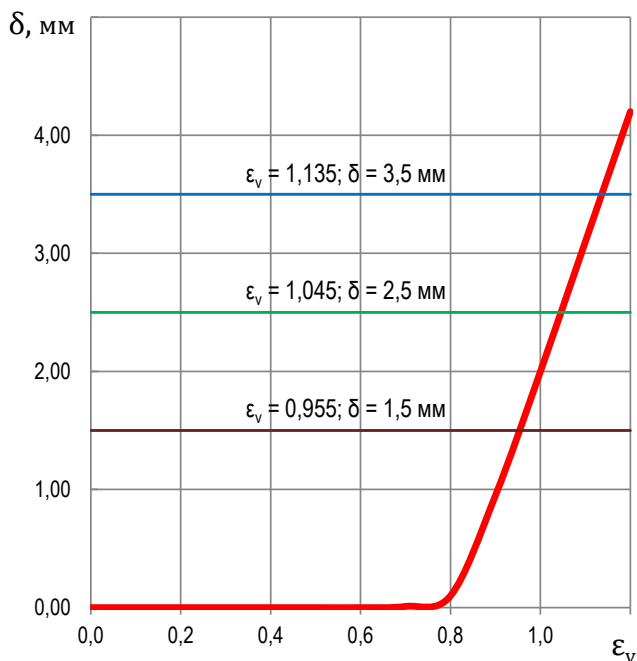


Рис. 4.22. Величина деформації (укорочення) шатуна при гідроударі в циліндрі ДВС залежно від коефіцієнта заповнення камери згоряння рідиною  $\epsilon_v$  – вказано також значення коефіцієнта заповнення для відповідних деформацій, отриманих з реальних експертних досліджень.

Крім того, як це впливає з формул (4.3) і (4.4), відносно заповнення рідиною всього об'єму циліндра з камерою згоряння у  $(\epsilon-1)$  разів менше ніж відносно заповнення самої камери. Це означає, що, наприклад, при ступені стиснення  $\epsilon=10,0$  для гідроудару буде достатньо лише 7% рідини від об'єму циліндра, а дизелях ще менше. Надходження такої невеликої кількості рідини можливе у краплинному вигляді та не потребує якихось спеціальних умов, наприклад, малих швидкостей обертання колінвала для повільного втікання рідини. Відповідно до цього результати моделювання пояснюють відомі з експертної практики факти гідроудару на високій частоті обертання, коли водій не помічає моменту пошкодження двигуна.

#### 4.5. Моделювання процесу деформації деталей шатунно-поршневої групи двигуна при гідроударі в циліндрі за допомогою методу скінченних елементів

Щоб перевірити отримані результати, виключити можливу похибку, а також дослідити форму стрижня після гідроудару в циліндрі, доцільно виконати моделювання втрати стійкості стрижня шатуна за допомогою методу

скінченних елементів (МСЕ). Таке дослідження, крім розв'язання зазначених завдань, може дозволити зв'язати форму стрижня з кількістю рідини в циліндрі, що не вдається зробити точно в рамках класичної теорії (роздел 4.1).

Фактично йдеться про дослідження напружено-деформованого стану шатуна при перевантаженні та втраті стійкості. Як інструмент для дослідження на попередньому етапі було обрано програмний комплекс ANSYS [71, 72, 112]. Вибір зумовлювався, головним чином, істотною відмінністю розв'язуваної задачі від проектування – у даному разі виконується моделювання напружень і деформацій деталі з відомими фізичними параметрами. Причому інтерес представляє так звана "закритична" зона деформації після втрати стійкості. Рішення в цій зоні дають далеко не всі відомі програми, оскільки вона зазвичай виходить за межі конструкторської практики.

Відповідно до цього у дослідженні потрібно вирішити такі завдання:

1. Лінійний аналіз втрати стійкості. На даному етапі необхідно визначити форми деталі при втраті стійкості.
2. Нелінійний аналіз втрати стійкості деталі з метою визначення критичного навантаження за втрати стійкості.
3. Аналіз напружено-деформованого стану стрижня шатуна у закритичній зоні після втрати стійкості.

Зазвичай при моделюванні шатуна заведено створювати його математичну модель якомога ближче до фізичної [84, 85, 92, 123]. Однак для розглянутого завдання рішення було спрощено та обмежено стрижнем простої форми. Таке спрощення загалом відповідає мети роботи, оскільки, на противагу завдань проектування, у цьому дослідженні необхідно виявити закономірності пошкодження, а чи не слабкі перерізи конкретної конструкції шатуна. Тим більше, що деформації з подальшим руйнуванням шатуна у разі гідродару відбуваються саме за стрижнем ближче до його середньої частини [70, 76, 124].

Враховуючи це, при вирішенні завдання було зроблено припущення про те, що при правильній постановці граничних умов для стрижня можна уникнути детального промальовування форми головок шатуна і з деяким ступенем наближення розглядати лише стрижень.

Для моделювання був узятий той же стрижень з тим самим профілем (рис.3.10), для якого вище були отримані попередні дані щодо втрати стійкості. Матеріал стрижня – сталь 40CrNi (40XH [111]), що має такі фізико-механічні характеристики:

- тимчасовий опір руйнуванню під час розтягування  $\sigma_s = 980$  МПа;
- границя пропорційності  $\sigma_{0,2} = 785$  МПа;
- границя витривалості  $\sigma_{-1} = 485$  МПа;
- границя витривалості при дотичному напруженні  $\tau_{-1} = 294$  МПа;

- коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,30$ ;
- модуль пружності  $E = 200000$  МПа;
- густина  $\rho = 7700$  кг/м<sup>3</sup>;
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 25$  Вт/мК,
- коефіцієнт термічного розширення  $\alpha = 10,0 \cdot 10^{-6}$  м/мК.

Загалом на краях стрижня необхідно поставити відповідні граничні умови – шарнірно оперті головки та можливість осьового переміщення верхньої частини стрижня (рис.4.23).

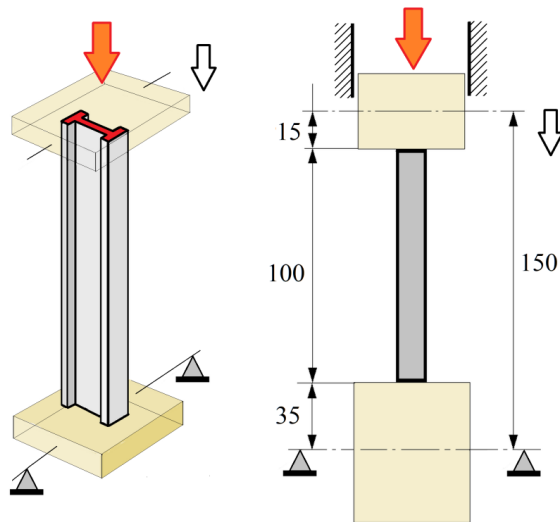


Рис. 4.23. Розрахункова схема завдання щодо моделювання втрати стійкості стрижня шатуна

Однак у зв'язку з тим, що деформація стрижня заданого профілю очікувалася тільки у напрямку по осі головок, завдання було спрощено до нерухомих загорть країв стрижня, але з можливістю переміщення верхнього краю вздовж осі (рис.4.24).

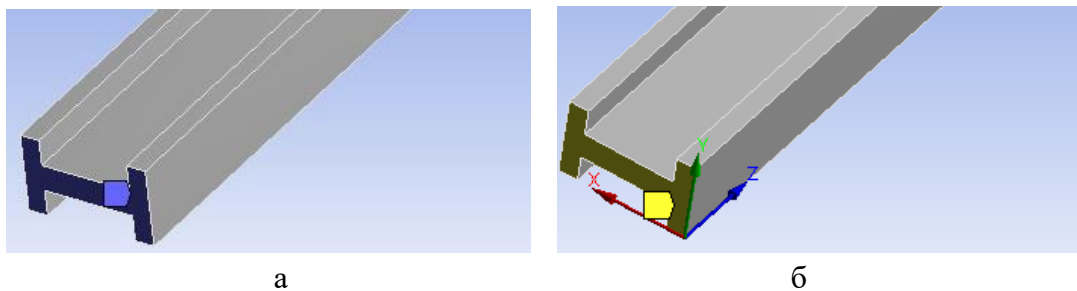


Рис. 4.25. Граничні умови, задані при моделюванні [82]: жорстке загортяння стрижня з боку кривошипної головки (а) та можливість осьового переміщення з боку поршневої головки (б): переміщення вздовж осі  $X$  та  $Y$  дорівнюють 0, переміщення вздовж осі  $Z$  вільне, обертання щодо  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  дорівнює 0

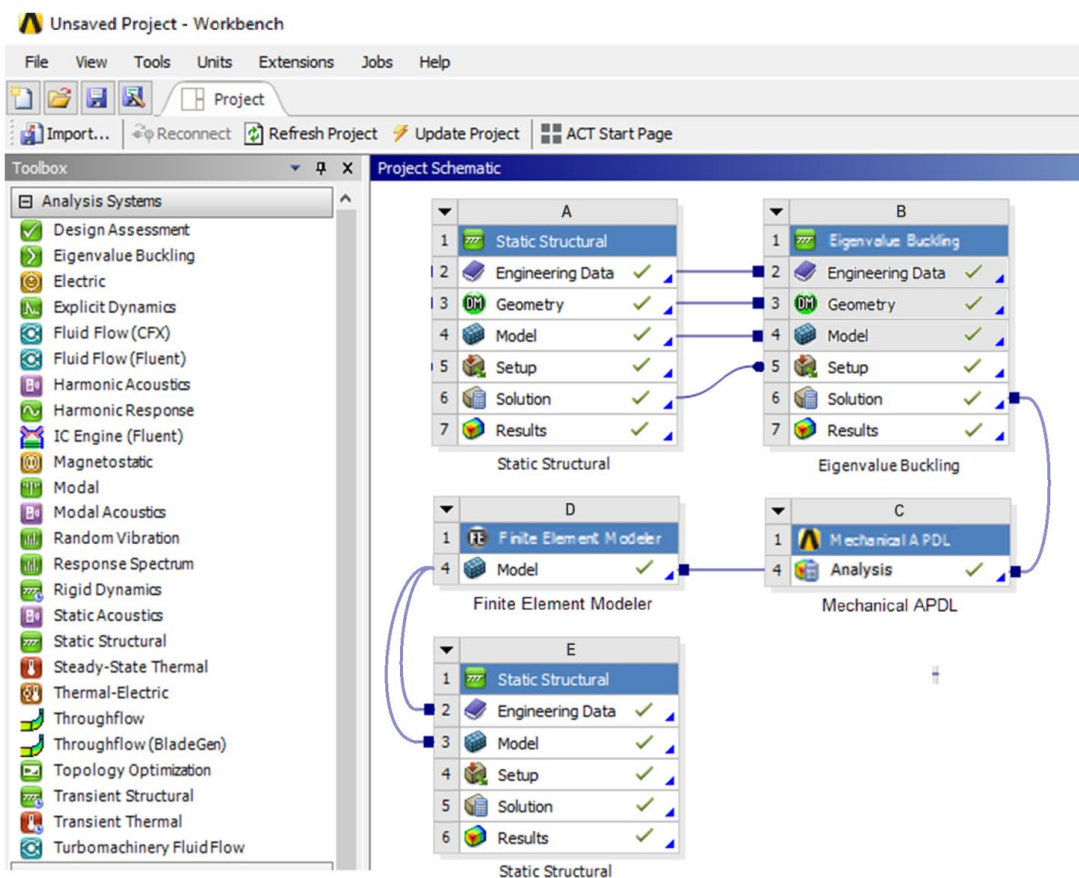


Рис. 4.25. Дерево проекту для розрахунку втрати стійкості

Аналіз втрати стійкості був виконаний далі за допомогою програмного комплексу ANSYS у версії R18.0 Student [71] у кілька етапів. Загальна схема розрахунку подано на рис.4.25.

У першому етапі виконувалося розбиття стрижня на скінченні елементи [72, 122]. Всього було виділено 204 елементи в перерізі стрижня при його довжині 133 елементи (рис.4.26), що склало 27.132 елементів і дозволило вкластися в обмеження використовуваної версії програми (32.000 елементів [71]).

Далі визначалася форма стрижня за втрати стійкості. Для цього вирішувалася статична задача (розрахунковий модуль Static Structural), де як навантаження була задана одинична сила (F). Розв'язання статичної задачі включало аналіз лінійної втрати стійкості (використовувався розрахунковий модуль Eigenvalue Buckling) та визначення форми стрижня при втраті стійкості (рис.4.27).

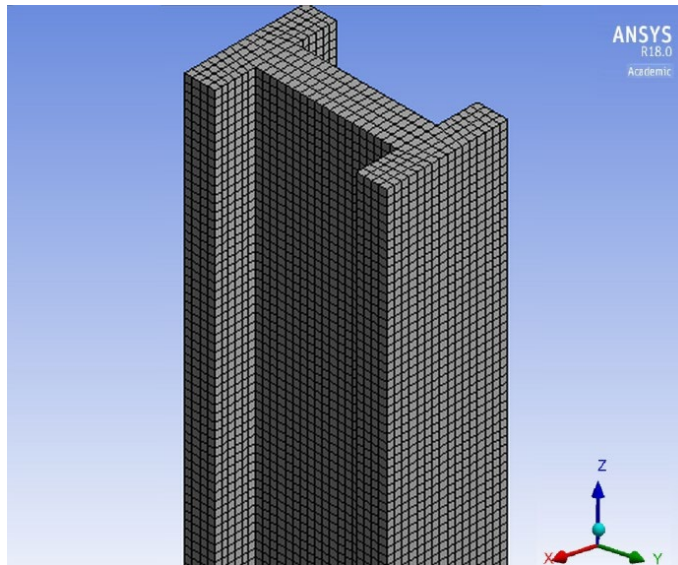


Рис. 4.26. Математична модель стрижня (скінченно-елементна сітка)

За результатами розрахунку втрати стійкості було створено вхідний файл з результатами аналізу (форма втрати стійкості), який був переданий у програму ANSYS Mechanical APDL.

Потім виконувалося перетворення скінченно-елементної сітки (рис.4.26) для обраної форми втрати стійкості за допомогою розрахункового модуля Finite Element Modeler. Після цього проводився нелінійний аналіз втрати стійкості у програмі Static Structural, у тому числі визначалася критична сила (рис.4.28). Ця сила для даного стрижня склала 87,3 кН при осьовому переміщенні (деформації) стрижня 0,50 мм, що відповідає втрати стійкості стрижня.

Після того, як загальний порядок моделювання був визначений, для розрахунків послідовно задавалися величини стиснення осьового стрижня. Таким чином, деформація стрижня при гідрударі була змодельована з кроком 0,1 мм в діапазоні від 0 до 0,5 мм і з кроком 0,5 мм в діапазоні від 0,5 до 5,0 мм.

Для кожного значення заданого осьового стиснення розраховувалися реакція опори, включаючи зміну форми та напружено-деформований стан стрижня. Результати розрахунку напруження та деформації стрижня шатуна для осьової деформації 0,5 мм, 2,5 мм і 4,5 мм представлені як приклад на рис. 4.29-4.31.

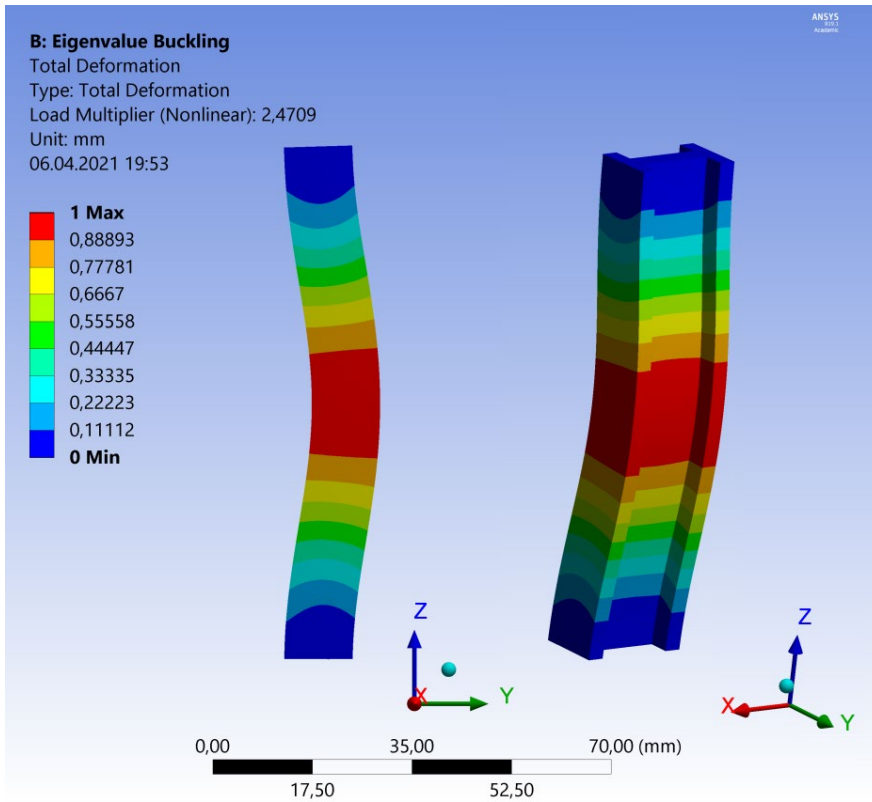


Рис. 4.27. Форма втрати стійкості при дії одиничної сили, одержана за допомогою модуля Eigenvalue Buckling програмного комплексу ANSYS R18.0 Student

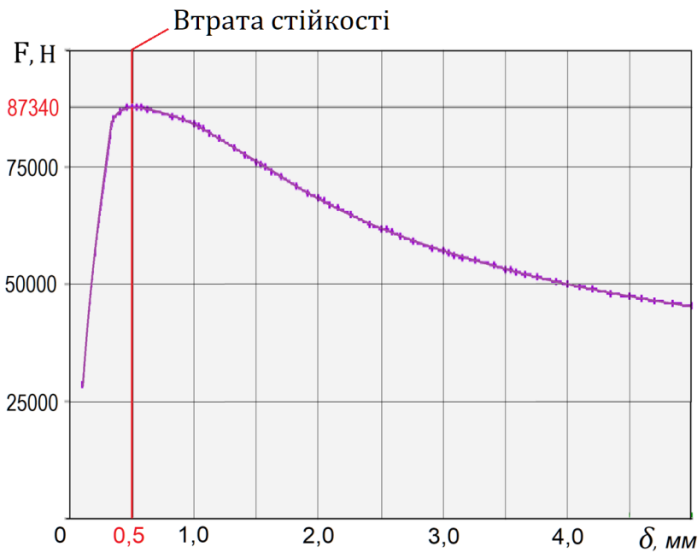
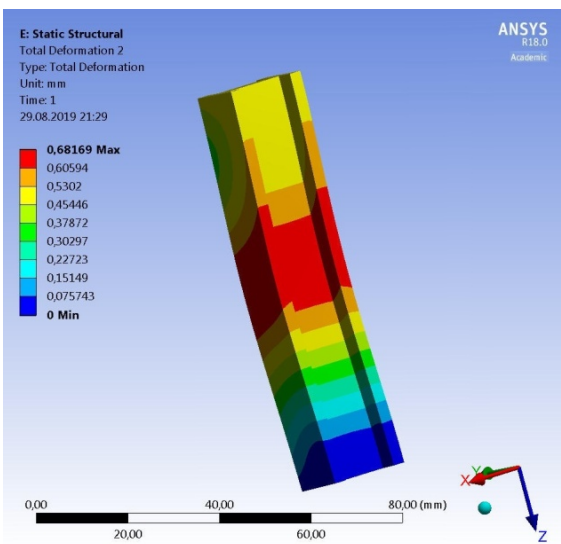
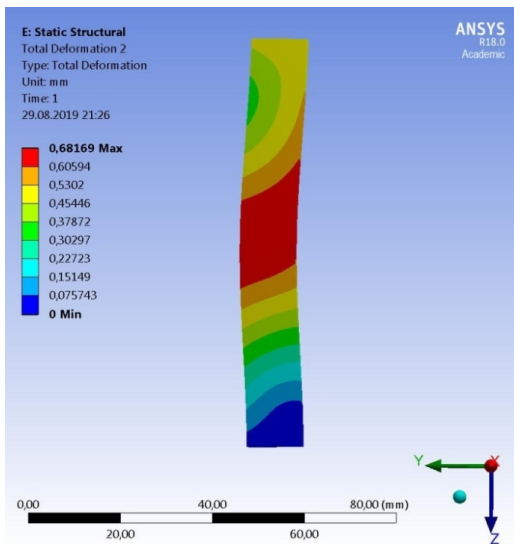
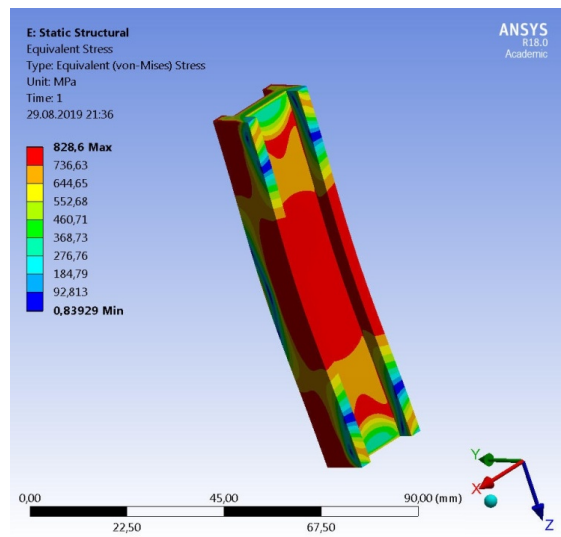
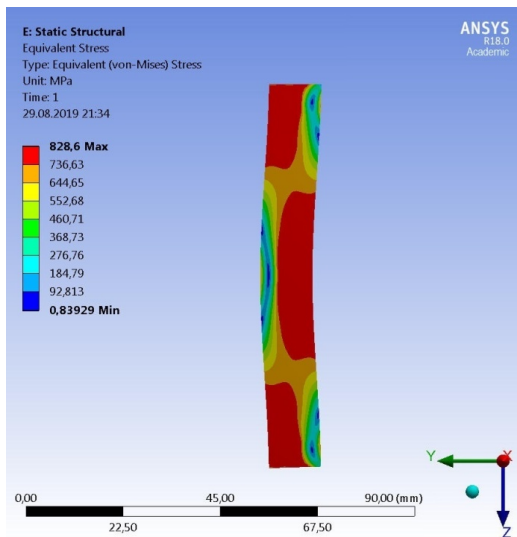


Рис. 4.28. Отримана у програмі залежність сили від осевого переміщення (деформації) з точкою втрати стійкості при  $F_{кр} = 87,3$  кН

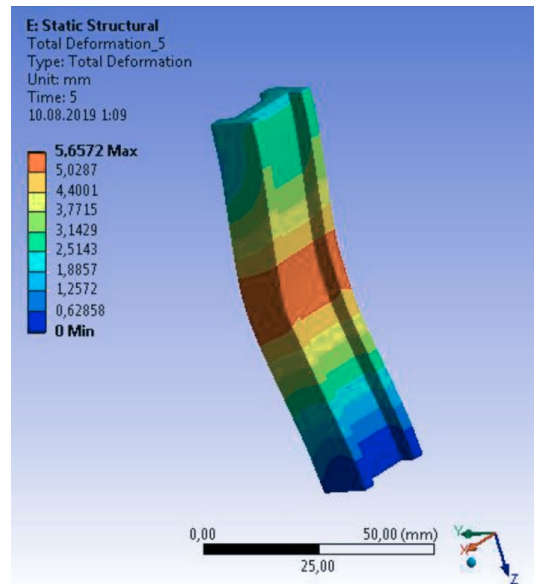
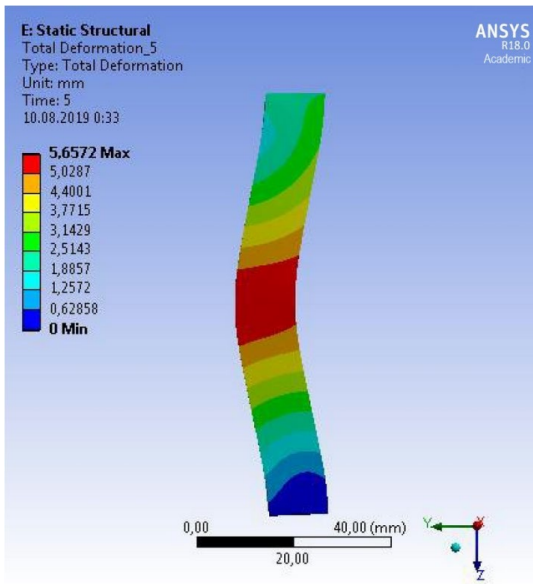


a

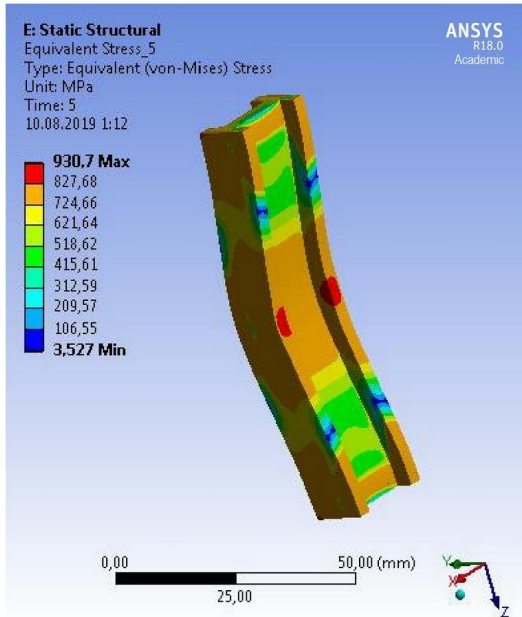
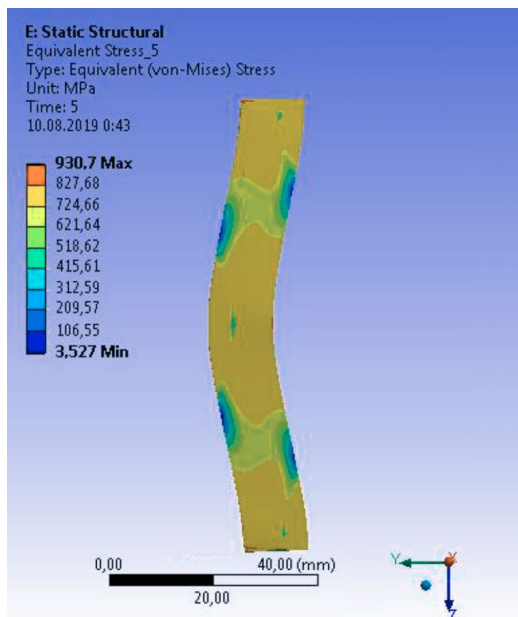


б

Рис. 4.29. Сумарна деформація (а) та еквівалентне напруження по фону Мізесу (б) при осьовому стисканні стрижня 0,5 мм

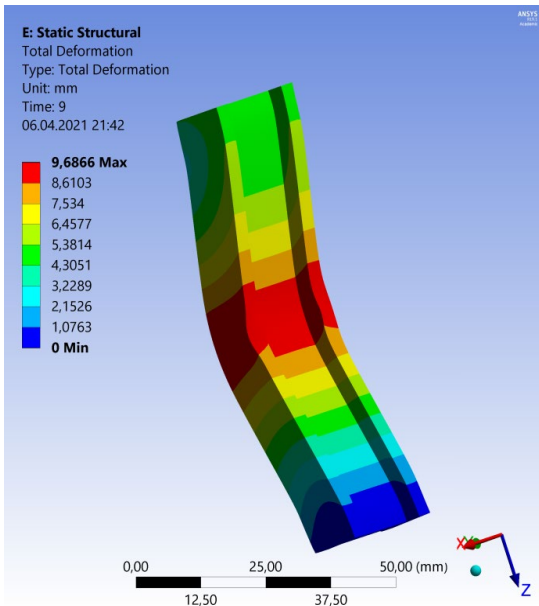
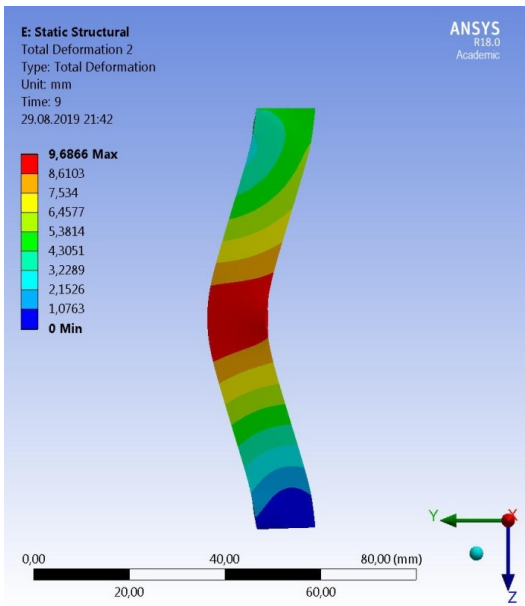


a

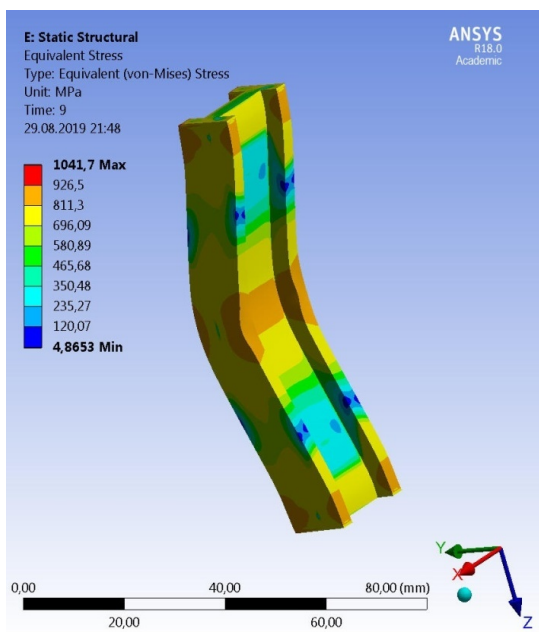
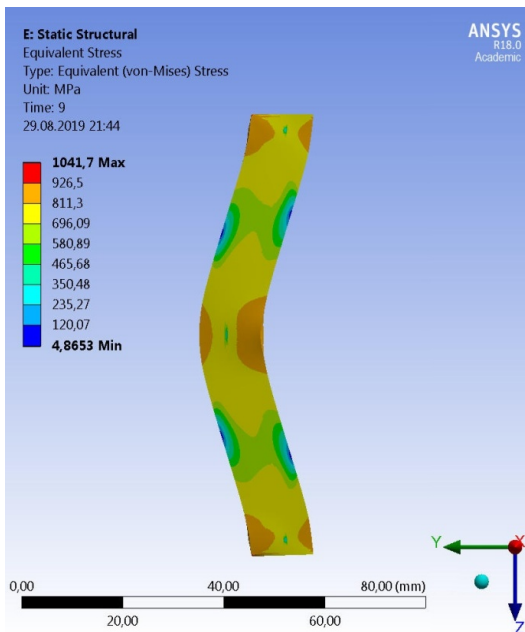


б

Рис. 4.30. Сумарна деформація (а) та еквівалентне напруження по фону Мізесу (б) при осьовому стисканні стрижня 2,5 мм



a



б

Рис. 4.31. Сумарна деформація (а) та еквівалентне напруження по фоні Мізесу (б) при осьовому стисканні стрижня 4,5 мм

Весь процес еволюції форми стрижня при поступовому збільшенні його осьової деформації показано на рис.4.32. Можна наочно бачити, що поздовжній згин (випучування) стрижня після втрати стійкості (ця зона умовно

може бути названа закритичною) має деяку пропорційну залежність від осевого стиснення.

Залежність величини поздовжнього згину від осевої деформації отримана раніше в результаті моделювання та представлена на рис. 4.33. Вона показує, що після втрати стійкості, починаючи з осевого стиску 2 мм, поздовжній згин за величиною приблизно вдвічі перевищує осевий стиск.

При аналізі отриманих результатів важливо розуміти, що осева деформація не є довільним параметром, а повністю визначається процесом деформації стрижня шатуна під дією позаштатного навантаження. В такому випадку таке навантаження виникає при гідрударі в циліндрі, коли об'єм камери згоряння при положенні поршня у ВМТ зайнятий рідиною більш ніж на 80%.

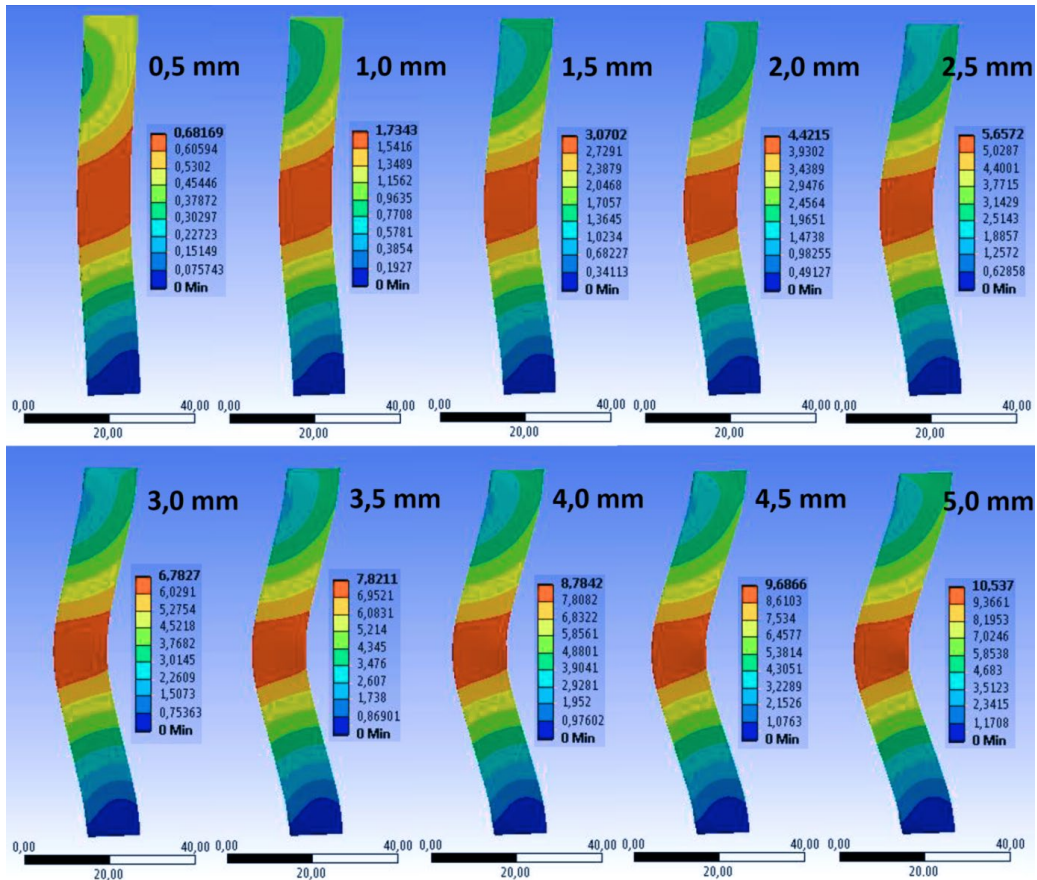


Рис. 4.32. Еволюція поздовжнього згину зі зростанням осевої деформації стрижня (зліва направо) у закритичній зоні після втрати стійкості

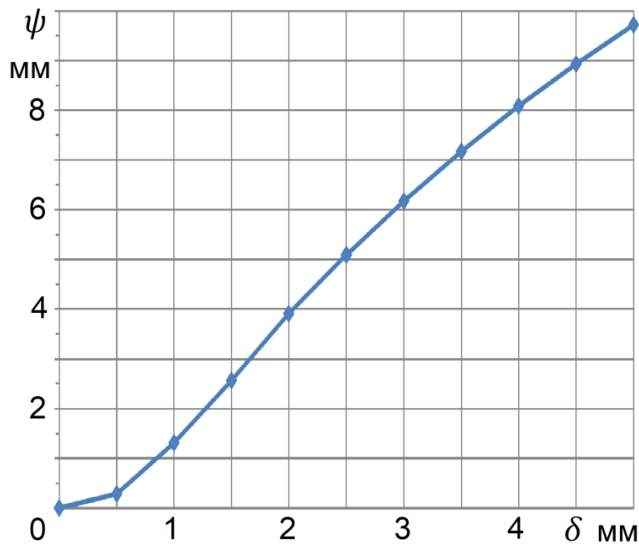


Рис. 4.33. Діаграма поздовжнього згину осі стрижня (зміщення центру) від його осевого стиску (деформації), отримана у розрахунковій програмі

Щобільше, отримана раніше залежність між кількістю рідини в циліндрі та осевою деформацією шатуна (рис. 4.15) за результатами моделювання за допомогою МСЕ може бути доповнена даними про поздовжній вигин (рис. 4.33). Тоді можна повністю визначити фактичний зв'язок між кількістю рідини в циліндрі та формою стрижня шатуна після втрати стійкості (рис. 4.34).

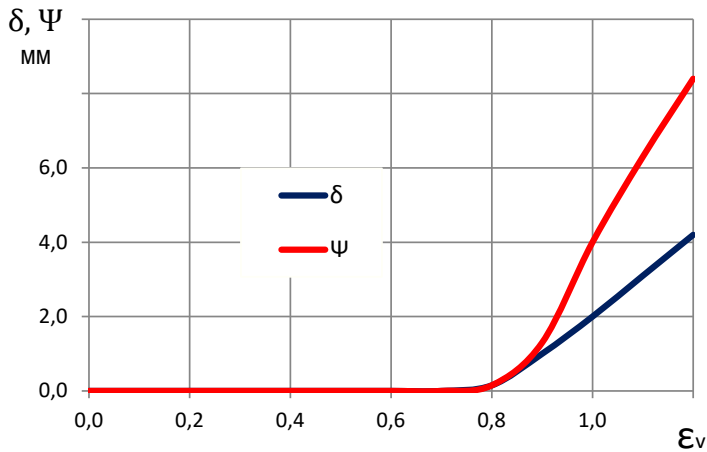


Рис. 4.34. Залежність осевої деформації  $\delta$  та поздовжнього згину  $\psi$  стрижня від відносного заповнення камери згоряння рідиною

Відповідно до результатів моделювання, в пружній зоні напруження в середній частині стрижня до втрати стійкості дорівнює питомій стискувальній силі (реакції опори), віднесеної до площі поперечного перерізу стрижня. Однак

якщо при поступовому збільшенні осової стискувальної сили осова деформація стрижня заданої геометрії наближається до 0,5 мм і починається пластична деформація, яка супроводжується втратою стійкості під дією стискувальної сили. При подальшій осової деформації напруження в кінці стрижня зменшуються, хоча максимальні напруження в середині стрижня змінюються мало. Цей процес добре видно на рис. 4.35, де показана еволюція поздовжнього згину в закритичній зоні після втрати стійкості.

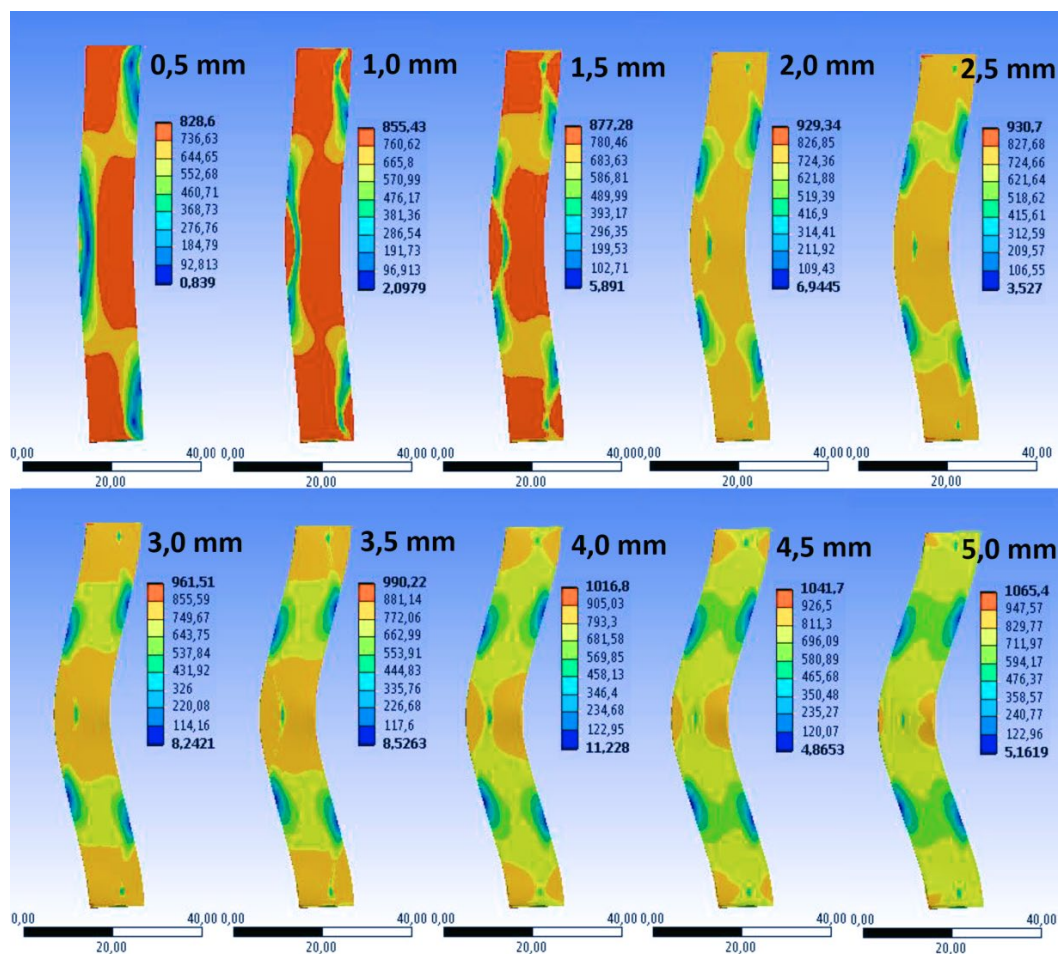


Рис. 4.35. Еквівалентна напруга по фоні Мізесу при еволюції поздовжнього згину стрижня після втрати стійкості (зліва направо)

При втраті стійкості у середній частині стрижня виникає напруження у діапазоні 736-826 МПа (рис. 4.36). Цей результат приблизно відповідає отриманому раніше за допомогою класичної теорії опору матеріалів (рис.4.15). Потім після втрати стійкості крива питомої стискувальної сили (реакції опори) поблизу зони втрати стійкості починає розходитися від кривої напруження в середині стрижня (рис. 4.36). Напруженні в середині стрижня стають помітно

вищими за реакцію опори, досягаючи середніх значень 840-870 МПа, і в процесі подальшого поздовжнього згину в розглянутих межах змінюються мало. Водночас при втраті стійкості реакція опори досягає максимуму, який помітно менший за величину напруження в середині стрижня, після чого реакція опори досить швидко падає [82].

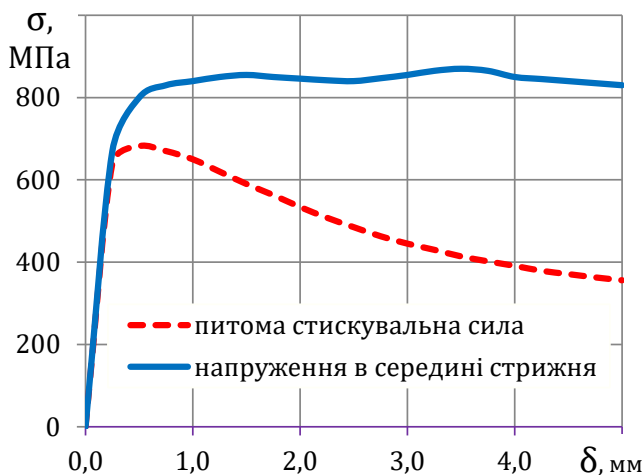


Рис. 4.36. Залежність сил і напружень від осьової деформації стрижня в закритичній зоні [82]: еквівалентне напруження по фон Мізеса  $\sigma_e$  в середній частині стрижня та питома стискувальна сила (реакція опори), віднесена до площі поперечного перерізу стрижня

Такий характер зміни напруження та реакції опори пояснюється зростальним поздовжнім згином стрижня в середній частині при стисканні, коли пластична деформація стрижня відбувається при дедалі меншій стискуванні. З погляду експлуатації двигунів цей результат дозволяє пояснити характер багатьох пошкоджень від гідроудару в циліндрі, у яких спостерігається як втрата стійкості стрижня шатуна, а й подальші значні деформації стрижня без його руйнації.

Результати вимірювання на кількох досліджених двигунах дали наступні значення поздовжнього вигину та осьової деформації шатунів. (табл. 4.1).

Табл. 4.1. Деформації шатунів кількох двигунів, які виміряні після гідроудару.

Параметр	Осьова деформація, мм	Поздовжній вигин, мм
Шатун №1	1,5	3,7
Шатун №2	2,6	4,2
Шатун №3*	3,5	6,3

\* зображено на рис.4.37.

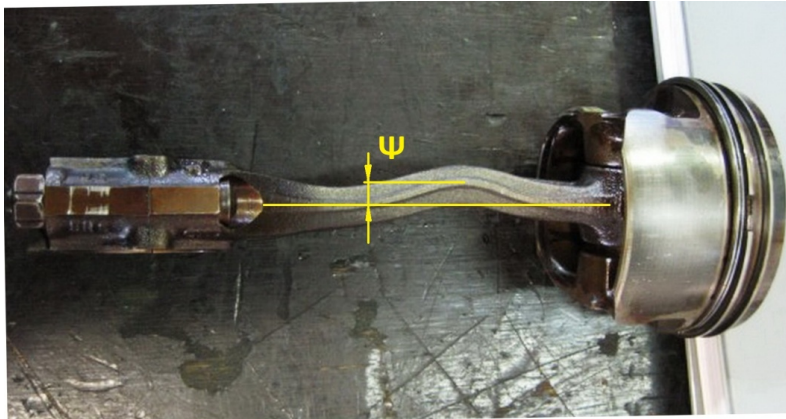


Рис. 4.37. Форма стрижня шатуна при втраті стійкості внаслідок гідродару в циліндрі відповідає розрахунковій і дозволяє перевірити результат щодо співвідношення поздовжнього вигину та осьової деформації [70, 82].

Отримані дані нанесені на діаграму (рис. 4.38), де можна бачити загалом задовільну відповідність до результатів моделювання.

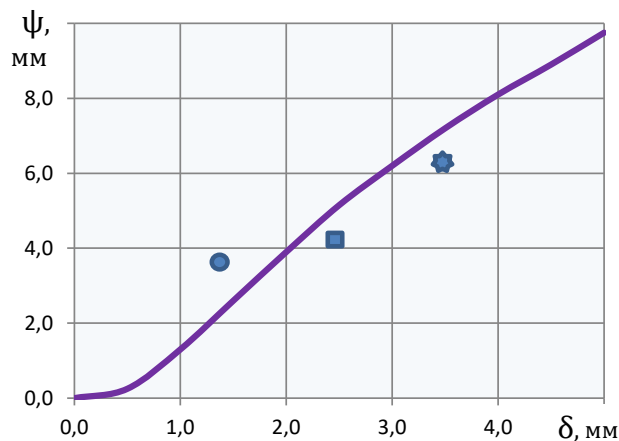


Рис.4.38. Порівняння розрахункової залежності поздовжнього вигину шатуна від осьової деформації (рис.4.33) з експериментальними даними (табл.4.1)

Розбіжність пояснюється прийнятими спрощувальними припущеннями (головним чином, моделюванням стрижня окремо, тобто без головок шатуна), відхиленням матеріалу та форми стрижня досліджених шатунів від прийнятої при моделюванні, а також похибкою вимірювань, що мають у цілому наближений характер при значній деформації шатуна.

## 5. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОШКОДЖЕНЬ У ДВИГУНАХ

В експлуатації відома велика кількість відмов ДВЗ при аварійно швидкій втраті охолоджувальної рідини [79]. Основна причина відмов даного типу – пошкодження радіатора охолодження різними сторонніми предметами з дороги, що підкидаються попутними або зустрічними автомобілями (рис. 5.1). Водночас нерідко трапляються аналогічні за наслідками відмови при пошкодженні шлангів внаслідок старіння гуми (тріщини, ослаблення затяжки хомута, зрив з патрубку).

Всі ці пошкодження та відмови мають локальний характер як за місцем ушкодження, так і з розвитку відмови та поширення ушкоджень тільки на деякі внутрішні деталі двигуна. Практика показує [125], що двигун при такій несправності нерідко виходить з ладу від втрати компресії в циліндрах внаслідок значної деформації привалочних площин головки та блоку циліндрів з подальшою втратою герметичності прокладки головки.

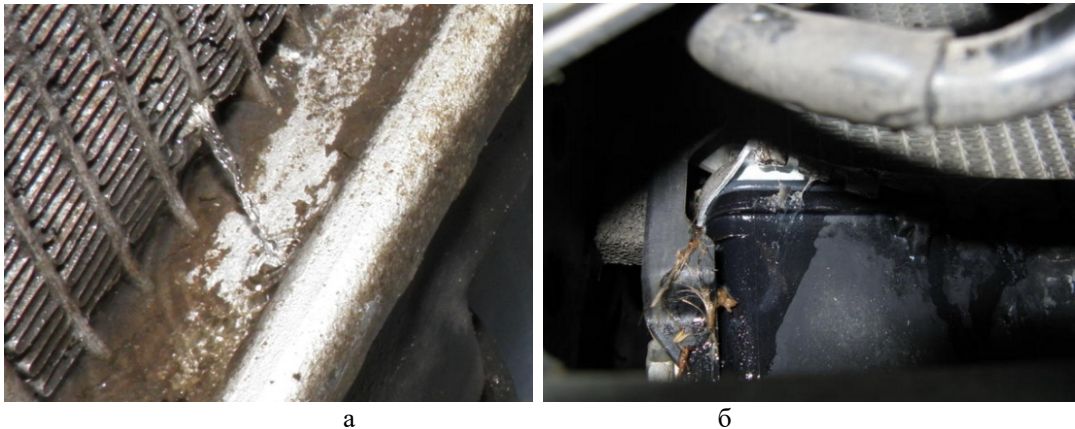


Рис.5.1. Типові пошкодження радіаторів, які викликають швидку втрату ОР: пробую трубки (а) та краю нижньої банки (б) радіатора

На рис.5.2 представлена камера згоряння бензинового двигуна зі слідами плавлення стінки між випускними сідлами, що було результатом витікання ОР через радіатор, пошкоджений ударом стороннього предмета. Таке пошкодження виникло при роботі двигуна на номінальному режимі (рух автомобіля з високою швидкістю по шосе) і характеризувалося великою інтенсивністю розігріву та малим часом до виходу з ладу.

Як можна було очікувати, найбільші пошкодження отримала ділянка камери згоряння, розташована між сідлами випускних клапанів. Ця ділянка невелика, але нагрівається гарячими газами відразу з 3-х сторін (камера згоряння та випускні канали), тоді як охолодження підводиться лише з однієї сторони.



а

б

Рис.5.2. Камера згоряння зі слідами плавлення стінки між сідлами випускних клапанів, пошкоджена на номінальному режимі роботи ДВЗ під час руху (а) та випадок випадання сідел при перегріві від втрати ОР на режимі малих оборотів та навантажень при роботі ДВЗ на місці (б)

Працюючи на малих оборотах і навантаженнях інтенсивність нагріву деталей знижується, а час процесу збільшується. Це викликає вирівнювання температури стінки камери, і замість локального прогару між сідлами можлива відмова двигуна внаслідок втрати натягу у сідел (рис.5.3).



а

б

Рис.5.3. Задираки на верхній частині поршня (а) і циліндра (б) бензинового двигуна при втраті ОР

Загальним для двох розглянутих випадків є мінімальні пошкодження циліндрів та поршнів – тільки у верхній частині, де коштом температурного розширення днища поршень може заклинювати в циліндрі з характерними слідами задирак (рис.5.3б).

Аналогічні пошкодження можливі й у дизельних двигунах. Так, у старого форкамерного дизеля при швидкій втраті ОР під час руху автомобіля з високою

швидкістю стався прогар стінки між форкамерою та сідлом випускного клапана (рис.5.4). Далі стався ще один прогар ділянки між циліндрами внаслідок його нагрівання через прогар прокладки головки циліндрів.

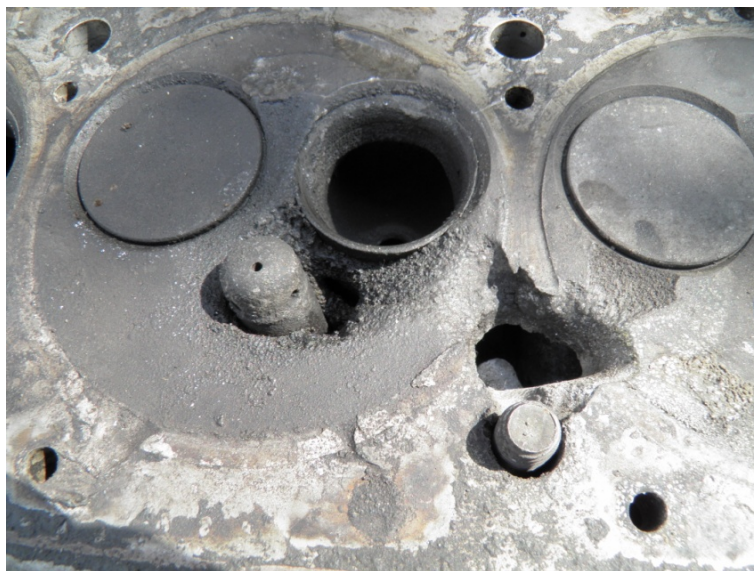


Рис.5.4. Плавлення головки циліндрів дизельного двигуна при перегріві, викликаному раптовою втратою охолоджувальної рідини

Однак, попри значні пошкодження деталей, загальна тенденція збереглася – поршень при аварійному перегріві від втрати ОР пошкоджується, головним чином, в зоні вогневого поясу (рис.5.5), при цьому спідниця не має видимих пошкоджень.

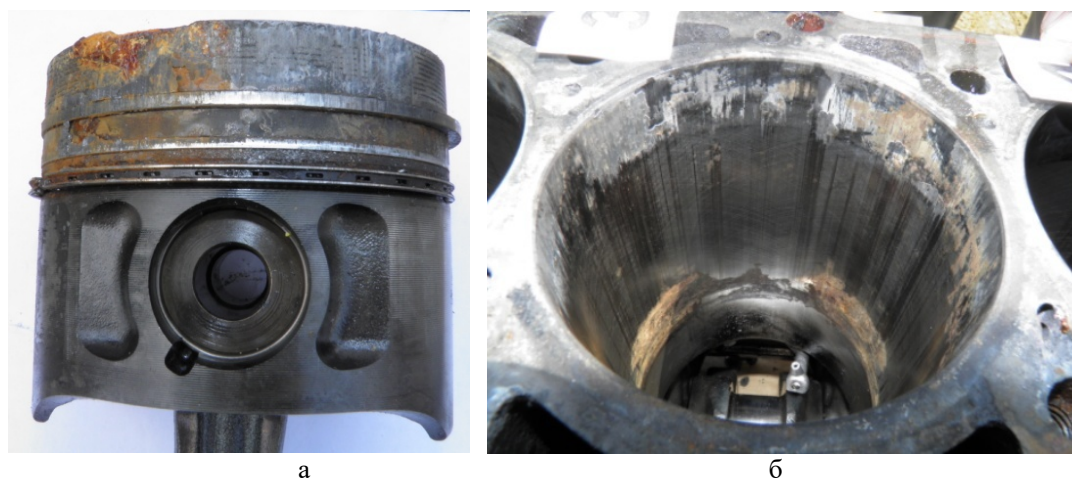


Рис.5.5. Задири від перегріву дизеля при втраті ОР: у верхній частині поршня (а) і на циліндрі (б) добре видно сліди прориву газів на площині

Зазначені практичні приклади показують гарний якісний збіг з даними розрахунків і підтверджують отриманий теоретично результат – при перегріві від втрати ОР пошкодження камери згоряння максимально, а мінімально поршня.

Спільним для випадків відмови є відсутність реакції водія на перегрів і продовження поїздки до аварійної зупинки двигуна. Що опосередковано свідчить про непрацездатність датчика температури, якщо він встановлений на вихідному патрубку головки блоку циліндрів (рис.5.6). Це може бути важливо при дослідженні причини несправності, щоб зробити висновок про те, чи водій міг або ні вчасно визначити виникнення несправності та вжити відповідних заходів для виключення виходу двигуна з ладу.

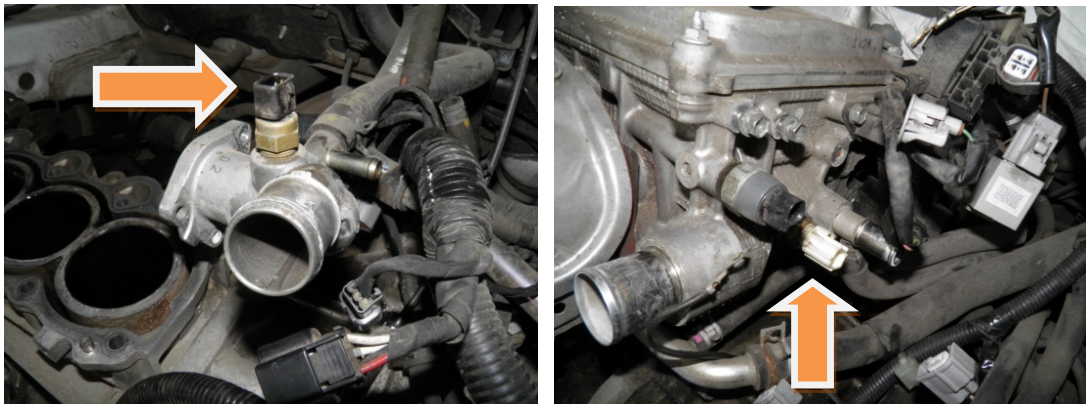


Рис.5.6. Особливості конструкції двигунів (розташування датчика температури на вихідному патрубку головки циліндрів), що викликають відсутність реакції датчика температури на перегрів при аварійній втраті охолоджувальної рідини

Таким чином, у разі аварійної несправності в системі охолодження можливі варіанти розвитку подій можуть бути такими:

- 1) система контролю температури працювала штатно і показувала перегрів, але водій не помічав її показань та продовжував рух,
- 2) система контролю температури не працювала та/або не показувала перегрів, внаслідок чого водій не бачив його і також продовжував рух.

Визначити, як відбувалися у часі процеси порушення охолодження та пошкодження деталей, можна лише за допомогою моделювання [126].

Однак локальний характер ушкоджень у разі порушення теплового режиму не обмежується циліндро-поршневою групою. Вибірчий (локальний) характер температурного ушкодження вдалося виявити практично при дослідженні причини несправності бензинових двигунів з регульованими фазами газорозподілу [127, 128]. Як приклад можна розглянути двигун V-6 об'ємом 3,2 л, який вийшов з ладу лише після декількох годин роботи на самому початку

експлуатації внаслідок втрати компресії в декількох циліндрах [70]. Причому прояв несправності був зі спрацюванням діагностичного сигналу про неполадки у механізмі регулювання фаз газорозподілу. Що було викликано відсутністю перемикання на широкі фази впуску зі збільшенням частоти обертання.

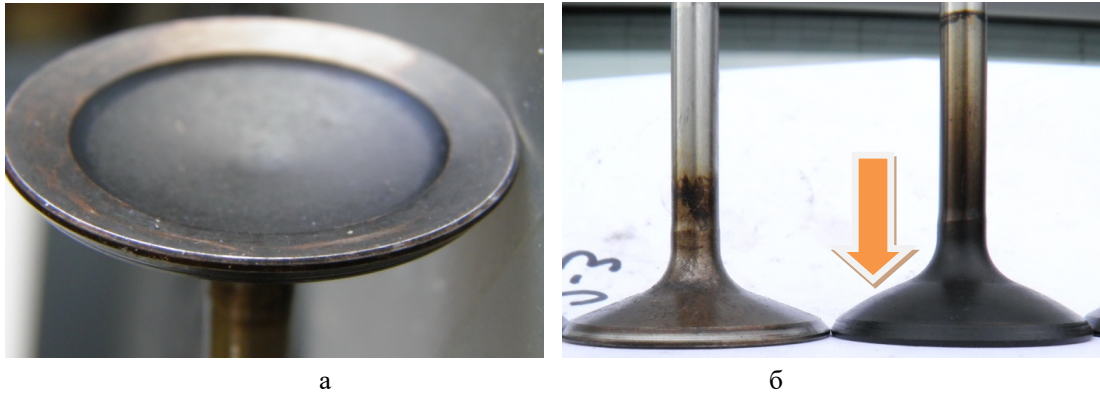


Рис.5.7. Деформація головки одного з впускних клапанів у вигляді "класичного" "тюльпана" (а) при повній відсутності пошкоджень розташованого поруч сусіднього впускного клапана в тому ж циліндрі (б, ліворуч) не має чіткого пояснення в рамках звичайного списку причин термічного навантаження клапанів, в тому числі від порушення процесу згоряння

При дослідженні причини несправності було встановлено, що в деяких циліндрах один із двох впускних клапанів отримав деформовану тюльпаноподібну форму [127] головки з явними слідами перегріву (рис.5.7). При цьому на впускних клапанах, розташованих поруч із пошкодженими в тих же циліндрах, жодних ознак пошкоджень не виявилось. Не було також виявлено жодних пошкоджень ні на випускних клапанах, ні на їхніх сідлах.

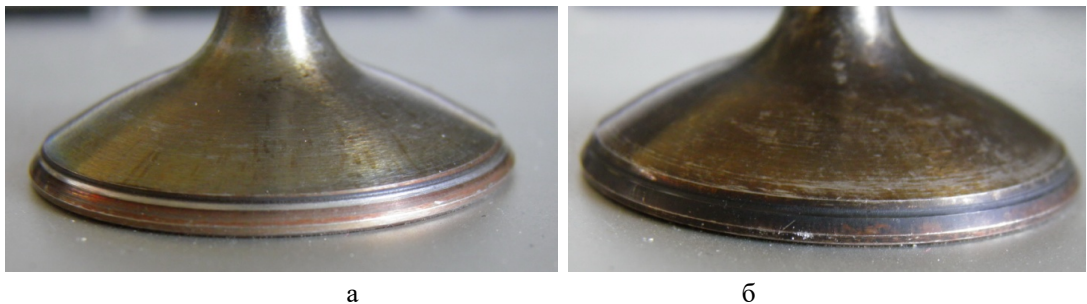


Рис.5.8. Деформація головки клапана вызывает смещение к внутреннему краю и значительное уменьшение ширины зоны контакта с седлом (а), что при дальнейшей работе ДВС приводит к сильному износу фаски и полной потере контакта с седлом (б).

З наявних ознак несправності слід відзначити різні стадії деформації головки впускних клапанів у різних камерах згоряння (рис.5.8). Можна бачити,

що деформація головки клапана призводить спочатку зміну кута фаски, роблячи його невідповідним куту фаски сідла. Це викликає різке зменшення ширини лінії контакту фаски з сідлом та усунення її на внутрішній край фаски.

Зрозуміло, що після навіть незначної деформації головки клапана мала ширина лінії контакту фаски по внутрішній крайці сідла стає причиною надмірно високих контактних тисків. Це призводить до аномально швидкого зносу фаски клапана з утворенням характерної вузької та глибокої канавки на ній (рис.5.8, 5.9).

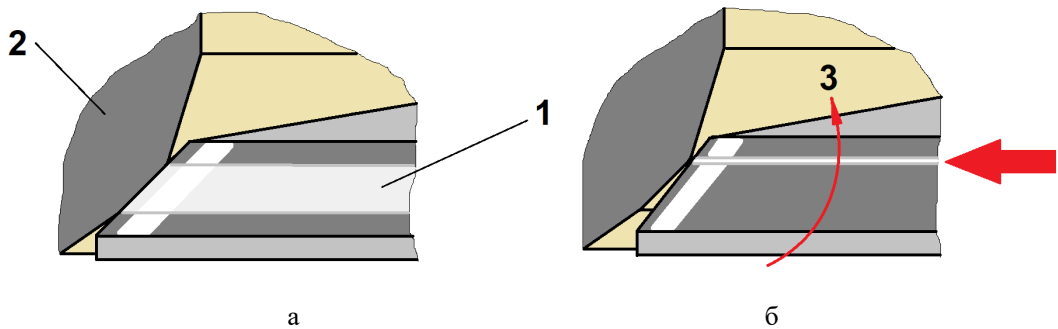


Рис.5.9. Схема утворення канавки на робочій фасці клапана – нормальний контакт із сідлом по широкій поверхні (а) у разі туюльноподібної деформації перетворюється на вузьку канавку (б, зазначено стрілкою): 1 – головка клапана, 2 – сідло, 3 – напрямок деформації головки клапана щодо лінії торкання сідла

Далі коштом фактичного подовження клапана від деформації головки та зносу фаски відбувається повна вибірка зазорів у приводі та втрата контакту фаски клапана з сідлом, при якій перегрів головки клапана, судячи з її кольору на рис.5.7, стає максимальним.

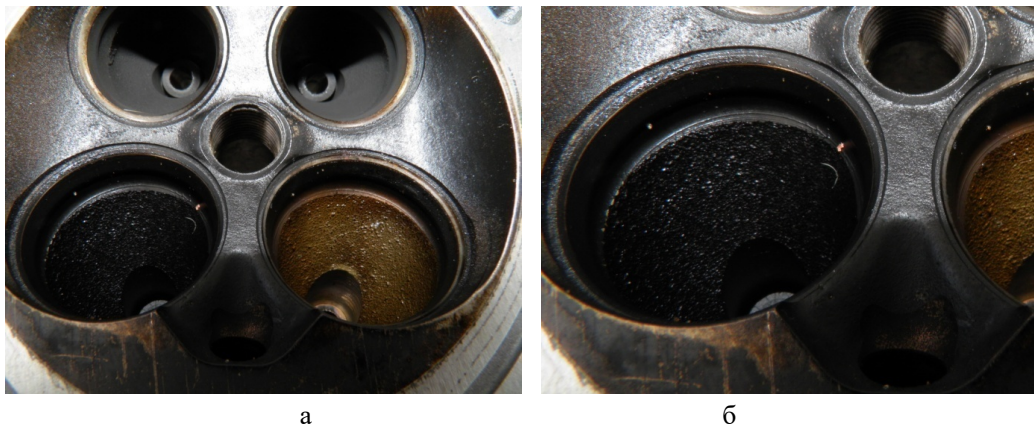


Рис.5.10. Сліди нештатного контакту впускного клапана з внутрішньою кромкою сідла (а) та майже повна відсутність контакту (б) як ознака температурної деформації головки клапана

Відповідна картина спостерігається також у камерах згоряння (рис.5.10) – поруч із сідлами впускних клапанів з нормальною фаскою сусідять сідла зі слідами контакту з клапаном по внутрішній крайці сідла. Або взагалі немає слідів контакту, коли клапан надмірно подовжується коштом деформації головки та зносу фаски.

Очевидно, пояснити вибіркковість загального впливу гарячих газів тільки на один впускний клапан за відсутності слідів такого впливу на всі три інші клапани в одній камері якимось порушенням згоряння неможливо. Однак перегрів головки впускного клапана цілком можливий і внаслідок її недостатнього охолодження повітрям. Водночас причина деформації клапана, як і зв'язок деформації з перегрівом, а також локальний характер пошкодження, не цілком очевидні та вимагають уточнення.

### **5.1. Моделювання процесу пошкодження двигуна при аварійному підтіканні охолоджувальної рідини**

При несправностях, пов'язаних з негерметичності системи та зовнішнім витокком охолоджувальної рідини (ОР), в системі охолодження зазвичай падає тиск [129, 130], що викликає небезпечне для двигуна локальне кипіння ОР на сильно нагрітих поверхнях. Для подібних випадків у будь-якій традиційній системі охолодження передбачений візуальний контроль рівня рідини у розширювальному бачку системи. Однак аварійний режим роботи системи охолодження з малою кількістю ОР у системі [125] суттєво відрізняється від "звичайного" перегріву за наявності ОР [131, 132, 133-135]. Однією з головних відмінностей є залежність температурного стану деталей від часу роботи в умовах нестационарного нагрівання від гарячих газів при порушеному охолодженні.

Для аналізу роботи системи охолодження з низьким рівнем ОР необхідно врахувати, що значна втрата рідини призводить до сильного зниження рівня у всій системі охолодження. Для такого режиму застосовна аналогія закону сполучених судин (рис.5.1), де двигун і радіатор можуть бути представлені, як дві судини, з'єднані нижнім патрубком системи.

Очевидно, при зниженні рівня ОР будуть оголені (тобто залишаться без рідини або її подача не буде безперервною) елементи системи, які розташовані у верхніх точках системи. Згідно зі схемою традиційної системи охолодження, на її верхньому рівні знаходяться патрубки виходу з ГБЦ на радіатор та обігрівач салону. Тому першою зовнішньою ознакою падіння рівня ОР стало б виключення обігрівача, добре помітне в холодну пору року.

Для даного режиму важливо, якщо в системі охолодження є байпасний канал між ГБЦ і блоком циліндрів, то циркуляція рідини в цьому каналі продовжиться, оскільки цей канал розташований нижче вихідних патрубків ГБЦ (рис.5.11). Це означає, що в системі охолодження на режимах з невеликою подачею помпи (на малих та середніх оборотах) основна частина рідини циркулюватиме по малому колу циркуляції. Навпаки, надходження рідини у верхню частину системи за низького рівня ОР можливе лише за великої подачі помпи, тобто. на високих оборотах.

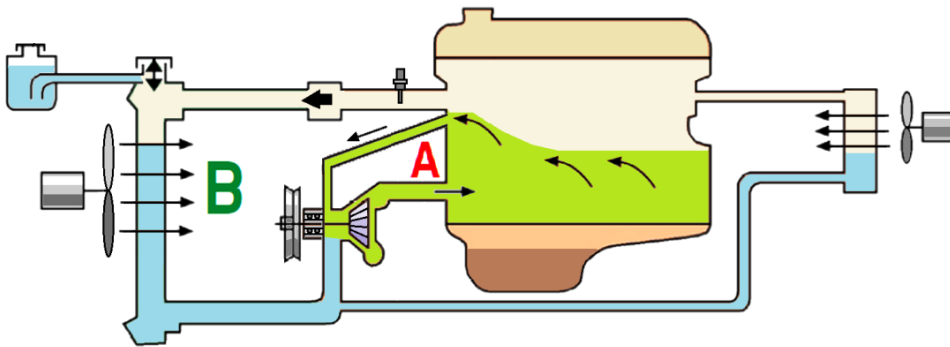


Рис. 5.11. Схема роботи системи охолодження при втраті охолоджувальної рідини з продовженням циркуляції по малому колу

У такому стані системи та на такому режимі роботи радіатор буде практично вимкнений з роботи, як тільки рівень рідини в системі стане нижчим від певної критичної величини. Для різних двигунів ця величина може бути різною. Однак, виходячи з практики, зазвичай втрата 2-3 л (або 30-40% від загальної кількості) вже буде критичною втратою для системи за умови роботи двигуна на малих і середніх оборотах.

Характерно, що при порушенні подачі або відсутності ОР у вихідному патрубку ГБЦ, чутлива частина датчика температури, який зазвичай розташовується на стінці вихідного патрубка, фактично буде оголена. Такий стан датчика може спричинити суттєвий розрив між дійсною і температурою, що реєструється датчиком.

Щоб точніше встановити взаємозв'язок нагрівання деталей із показаннями датчика в аварійному режимі, потрібно визначити їхню зміну за часом. Для цього необхідно знайти розв'язання задачі нестационарного теплообміну для елементів, що розглядаються, за умови порушення їх охолодження.

З цією метою представимо якийсь елемент конструкції двигуна, що нагрівається з одного боку та охолоджується з іншого (рис.5.12). При роботі двигуна встановлюється теплова рівновага, коли кількість тепла, яке віддається

робочим тілом (газом) в стінку елемента, дорівнює кількості тепла, що віддається елементом в рідину, що охолоджує. В цьому випадку температура елемента буде незмінною за часом.

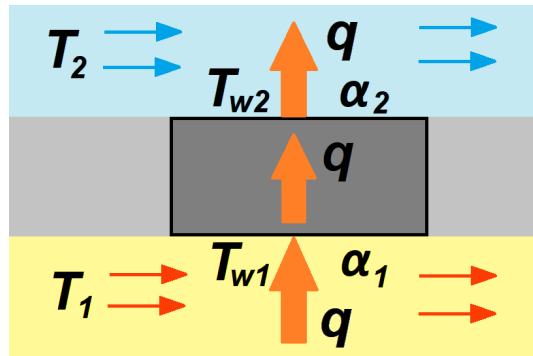


Рис. 5.12. Расчетная схема охлаждаемого элемента двигателя

У 1-му наближенні можна знехтувати теплопровідністю поперек напрямку поширення теплоти, а площа стінки, через яку проходить тепловий потік, вважати однаковою зовні та всередині. Тоді для питомого теплового потоку  $q$  віднесеного до площі перерізу стінки можна використовувати рівняння [136, 137]

$$q = \alpha_1 (T_1 - T_{w1}) = \frac{\lambda(T_{w1} - T_{w2})}{\delta} = \alpha_2 (T_{w2} - T_2), \quad (5.1)$$

де:  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від робочого середовища до стінки,  $T_1, T_2$  – температури робочого середовища та охолоджуючої рідини відповідно,  $T_{w1}$  – температура стінки з боку підведення теплоти,  $T_{w2}$  – температура стінки з боку охолодження,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності стінки,  $\alpha_2$  – коефіцієнт тепловіддачі від стінки в охолоджувальну рідину.

Питомий тепловий потік від газу рідина через стінку з урахуванням теплопровідності стінки може бути записаний у загальному вигляді відповідно до рівняння [136]

$$q = (T_1 - T_2) / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right). \quad (5.2)$$

Тепер припустимо, що на робочому режимі охолодження стінки раптово зникло в результаті порушення подачі ОР (відведенням тепла з паром в 1-му наближенні нехтуємо). Така умова рівносильна різкому зменшенню коефіцієнта тепловіддачі на охолоджуваній стороні елемента, наприклад, в результаті стрибкоподібного зникнення охолоджувальної рідини (рис.5.13). При цьому рівновага між підведенням та відведенням теплоти порушується, тому рівняння

(5.2), яке описує стаціонарний теплообмін, не може бути використане для розрахунку зміни температури у цьому процесі.

Для наближеного розв'язання задачі нагрівання елемента при порушенні охолодження скористаємося рівнянням теплового балансу, записаного для виділеного елемента [136, 137] за умови відсутності його охолодження

$$q F d\tau = C_w M dT, \quad (5.3)$$

де  $F$  – площа поверхні контакту з робочим середовищем,  $C_w$  – питома теплоємність металу,  $M$  – маса елемента,  $d\tau$  – відрізок часу, протягом якого температура елемента  $T_w$  підвищується на величину  $dT$ .

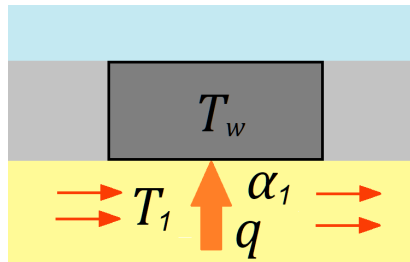


Рис. 5.13. Розрахункова схема елемента двигуна у разі порушення охолодження

Рівняння (5.3) показує зростання внутрішньої енергії виділеного елемента при підведенні теплоти до нього протягом заданого проміжку часу та відсутності зовнішнього охолодження (у тому числі теплопровідності поперек теплового потоку).

Тоді з рівнянь (5.3) та (5.1) за умови порушення охолодження елемента отримаємо диференціальне рівняння 1-го порядку для температури елемента:

$$\frac{dT_w}{d\tau} = \frac{\alpha_1 F}{C_w M} (T_1 - T_w). \quad (5.4)$$

Рівняння (5.4) є математичною моделлю, яка приблизно описує процес нестационарного теплообміну, в результаті якого відбувається зміна за часом температури елемента після миттєвого порушення його охолодження. Це відповідає аварійному режиму роботи системи охолодження при швидкій втраті рідини, що охолоджує, за умови, якщо знехтувати охолодженням елемента парою. Для різних елементів системи, у яких величини площі, маси, теплоємності та коефіцієнт тепловіддачі різні, отже, можна очікувати та різних швидкостей зміни температури за часом з моменту зміни умов охолодження елемента.

Рішення рівняння (5.4), з урахуванням залежності коефіцієнта тепловіддачі від температури, а також наближеного характеру обчислень, найпростіше виконати чисельно. І тому цілком підходить метод Ейлера або Рунге-Кутта, що реалізується з допомогою ітерацій виду (4.23). З урахуванням (5.4) для

швидкості зміни температури елемента метод Ейлера, наприклад, дасть вираження:

$$T_w = T_w + \frac{\alpha_1 F}{C_w M} (T_1 - T_w) \Delta \tau. \quad (5.5)$$

З рівняння (5.4) випливає, що з часом температура елемента конструкції, що розглядається, буде прагнути до температури середовища, тоді при досягненні якої температура елемента не буде збільшуватися. Тобто збільшення температури за одиницю часу стане рівним нулю, а межею температури елемента буде її рівність температурі середовища.

Зрозуміло, що модель цілком відповідає реальним умовам. Наприклад, не весь елемент повністю перебуває у середовищі з високою температурою. Якоюсь частиною елемент закріплений на стінці, або він сам становить частину стінки, біля якої тече середовище з високою температурою, тому є тепловідведення від елемента. Крім того, сама температура середовища в процесі нагрівання елемента може змінюватися з часом, що також вплине швидкість зростання температури елемента.

Проте, можна дати оцінку меж, де слід очікувати цілком надійних результатів розрахунку за допомогою цього методу. Якщо розглянути реальні значення температур  $i$ , то у разі на алюмінієвий елемент конструкції продуктів згоряння з високою температурою виходить, що початкова різниця температур значна. Це означає, що після незначного підвищення температури елемента подальше нагрівання може призводити до втрати матеріалом міцності та відмови від руйнування елемента. Тому точність розрахунку, очевидно, тим вища, чим ближче поточний момент часу на початок процесу, і саме цей етап розглядається.

Як приклад можна розглянути завдання приміщення невеликого алюмінієвого елемента конструкції з початковою температурою 400К (127<sup>0</sup>С) в потік продуктів згоряння з температурою 1600К (1327<sup>0</sup>С). Якщо задати в 1-му наближенні розмір елемента (10 мм), його форму (наприклад, куб), площу поверхні контакту з середовищем (сторона куба) та порядок величини коефіцієнта тепловіддачі даних умов обтікання (10<sup>3</sup> Вт/м<sup>2</sup>К), можна розрахувати криву розігріву такого елемента за відсутності охолодження (рис.5.14).

З рис.5.14 добре видно, що за 60 секунд елемент розігрівається до значної температури, проте робочий діапазон температур для алюмінієвих деталей зазвичай не перевищує 700К (423<sup>0</sup>С). Температура 800К (позначена лінією на рис.5.14) означатиме втрату властивостей міцності деталі.

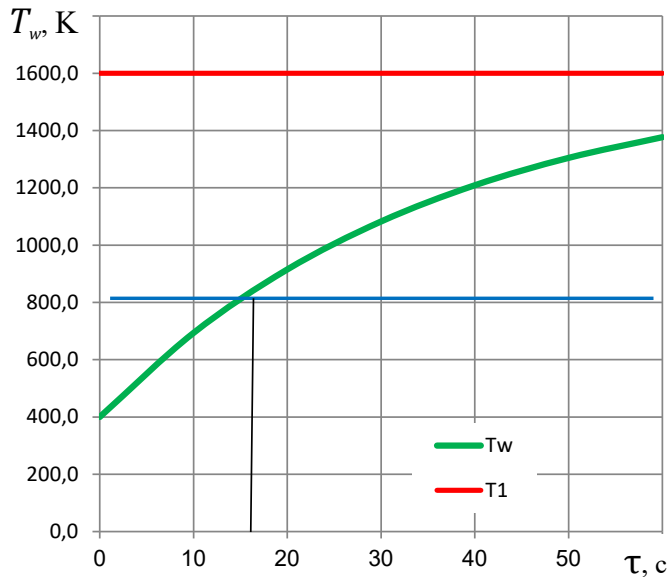


Рис. 5.14. Характер зміни температури  $T_w$  алюмінієвого елемента конструкції при контакті з продуктами згоряння з температурою  $T_f=1600\text{K}$  після порушення охолодження

Це фактично обмежує зону розрахунку лише початковим періодом – у прикладі це 15 секунд з початку процесу нагрівання. При такому швидкоплинному характері процесу найбільше значення мають початкові умови, які визначаються стаціонарним теплообміном елемента на робочому режимі двигуна до моменту відмови системи охолодження. Водночас помилка розрахунку, яка наростає в міру розвитку процесу, не буде значною. Причина в тому, що в початковий момент різниця температур максимальна, а тривалість процесу мінімальна та обмежена швидким настанням відмови елемента і двигуна в цілому.

Ця особливість досліджуваного процесу дозволяє використовувати цю модель для дослідження тих елементів двигуна, які піддаються впливу високих температур при експлуатаційних порушеннях їх охолодження.

## 5.2. Модель нагрівання датчика температури, стінки камери згоряння та головки поршня при порушенні охолодження

Розглянемо спочатку процес теплообміну датчика температури при обтіканні його рідиною (при нормальній роботі системи та/або при перегріві з нормальною кількістю рідини) та парою (при перегріві двигуна в аварійному режимі із втратою рідини).

Для розв'язання задачі на даному етапі було прийнято рішення використовувати прості методи, що базуються на емпіричних залежностях. Це пов'язано з необхідністю отримання загальної якісної картини для можливого використання в експлуатації двигунів, на відміну від завдань проєктування, де ефективніші 3D-моделі та чисельні методи, у тому числі метод скінченних елементів [138].

Оскільки чутлива частина датчика є циліндром, який зазвичай встановлюється поперек потоку охолоджувальної рідини (рис.5.15), теплообмін циліндра з потоком досить надійно описується емпіричною формулою [136, 137, 139, 140]:

$$Nu = C Re^m Pr^{0,33}, \quad (5.6)$$

де:  $Nu = \alpha d / \lambda$  – критерій (число) Нуссельта, що показує, наскільки інтенсивність перенесення тепла при течії рідини більша ніж за перенесення тепла теплопровідністю, і пропорційний коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$ ;  $d$  – характерний розмір тіла;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності середовища;  $Re = v d / \nu$  – критерій (число) Рейнольдса, що характеризує відношення інерційних сил до сил в'язкого тертя в рідинах та газах;  $v$  – швидкість течії середовища;  $\nu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості;  $Pr$  – критерій (число) Прандтля, що характеризує подібність швидкісних та температурних полів у рідинах та газах.

При цьому за характерний розмір прийнятий діаметр чутливої частини датчика  $d$  коефіцієнт теплопровідності середовища для охолоджувальної рідини  $\lambda = 0,47$  Вт/м·К [35, 90], для пари  $\lambda = 0,022$  Вт/м·К, коефіцієнт кінематичної в'язкості для охолоджувальної рідини  $\nu = 0,240 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с, для пари  $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с), а число Прандтля для рідини  $Pr = 2$ , для пари  $Pr = 0,72$ .

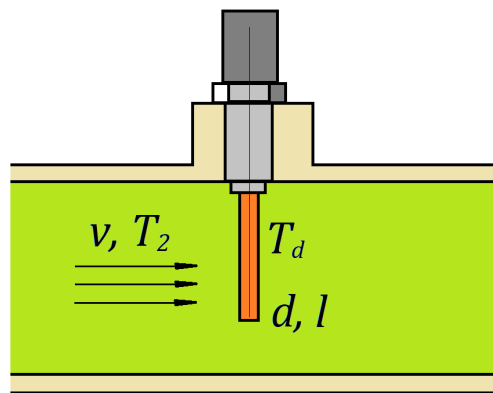


Рис. 5.15. Схема установки датчика температури охолоджувальної рідини на стінці трубопроводу системи охолодження

Емпіричні коефіцієнти  $C$  і  $m$  залежать від типу робочого середовища та режиму течії [125, 137]. Для турбулентного режиму течії рідини з  $Re = 4000-40000$   $C = 0,193$ ,  $m = 0,618$ . Для пари при  $Re = 40-4000$  та  $C = 0,683$ ,  $m = 0,466$ .

Для отримання орієнтовного рішення було прийнято вихідні дані, що відповідають автомобільним двигунам об'ємом 1,6-2,5 л:  $d = 0,006$  м,  $v = 1$  м/с.

Підставляючи ці величини у рівняння (5.6), отримаємо значення коефіцієнта тепловіддачі для випадку обтікання датчика рідиною і парою: для рідини  $\alpha_f = 1,45 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>К, для пари  $\alpha_v = 40,7$  Вт/м<sup>2</sup>К. Отримана різниця (приблизно в 350 разів) показує, що зроблене вище припущення про зневагу охолодження елемента парою після втрати рідини, що охолоджує, цілком допустимо з похибкою менше ніж 1%.

Для оцінки інерційності датчика температури необхідно також припустити, що датчик нагрівається тільки від робочого середовища (рідини або пари), а теплопровідність між стінкою та датчиком відсутня. Це припущення справедливе при швидкому перебігу процесу перегріву, коли стінка, де встановлено датчик, не встигає нагрітися коштом теплопровідності від гарячих ділянок головки циліндрів.

Тепер, щоб визначити температуру елемента камери згоряння, додатково приймемо такі полегшення: розглядається елемент стінки розміром 10x10x10 мм (наприклад, який розташований між сідлами випускних клапанів), температура газів постійна і дорівнює середній температурі в камері згоряння  $T_1 = 1000$ К (637<sup>0</sup>С), а температура охолоджувальної рідини постійна і дорівнює  $T_2 = 363$ К (90<sup>0</sup>С). Середню температуру газів за цикл (2 обороти колінчастого валу) неважко розрахувати зміни температури в циліндрі за цикл.

Коефіцієнт тепловіддачі від газу стінку камери згоряння, що входить у рівняння (5.2), може бути розрахований за багатьма формулами [104, 141], але за певних умов можлива помітна різниця результатів, які дають такі формули [98, 101, 103, 104, 141]. Це формули Г.Вошні, В.Аннанда, Г.Ейхельберга, Г.Хохенберга, Х.Цапфа та інші. У загальному випадку для отримання точних результатів потрібна оцінка застосування різних формул і вибір тих, які найбільше відповідають розглянутій задачі. Однак у зв'язку з тим, що метою розрахунку є визначення загального характеру зміни температури та її різниці для різних елементів системи охолодження в нестационарному режимі, в 1-му наближенні вибрано відому формулу Ейхельберга [103, 104]

$$\alpha_1 = 7,8 \sqrt[3]{C_m} \sqrt{p_1 T_1}, \quad (5.7)$$

де  $C_m$  – середня швидкість поршня, м/с ( $C_m = S \cdot n / 30$ ),  $S$  – хід поршня,  $n$  – частота обертання коленвала, хв<sup>-1</sup>,  $p_1$  – середньоефективний тиск, МПа,

як найпростіша за структурою і найзручніша для застосування в розглянутій задачі.

Для розрахунків прийнято такі дані: частота обертання колінчастого валу на середніх режимах  $n = 3000$  об/мин, середньоєфективний тиск для середніх режимів  $p_l = 0,4$  МПа, хід поршня орієнтовно  $S = 0,09$  м. Після підставлення цих даних у формулу (5.7) приблизно  $\alpha_l = 1,25 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup>·К.

Відповідно до [103] коефіцієнт тепловіддачі для охолоджувальної рідини в системі охолодження ДВЗ може бути приблизно прийнятий рівним  $\alpha_2 = 10^4$  Вт/м<sup>2</sup>·К. Підставляючи зазначені значення в формулу (5.2), отримаємо наближене значення питомого теплового потоку  $q = 1,08 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup>. Тоді початкові значення температури стінки з боку газу та охолоджувальної рідини для постійного режиму роботи двигуна будуть рівні:

$$T_{w1} = T_1 - q/\alpha_l = 536 \text{ К}, \quad T_{w2} = T_2 + q/\alpha_2 = 481 \text{ К}.$$

Крім цього, для розрахунків знадобляться вхідні в рівняння (5.4) величини – питома теплоємність матеріалу  $C_w = 1000$  Дж/кг·К, маса алюмінієвого елемента стінки із заданими розмірами  $M = 0,0027$  кг, а також площа поверхні стінки з боку газу  $F = 0,0001$  м<sup>2</sup>.

Очевидно, цих даних достатньо наближеного розрахунку нагріву стінки камери згоряння після порушення охолодження. Відповідно до рівняння (5.4), нагрівання стінки за відсутності охолодження теоретично відбуватиметься до тих пір, поки є різниця температур. Тому можна припустити, що кінцевою точкою розрахунку буде втрата міцності матеріалу стінки або його плавлення (для алюмінієвого сплаву температура початку плавлення становить 577<sup>0</sup>С [111]).

Однак ця умова у загальному випадку не цілком відповідає характеру зміни температури поршня при перегріванні. Дійсно, точкою граничного нагріву поршня часто є не плавлення матеріалу, а задираки та заклинювання внаслідок надмірного теплового розширення верхньої частини поршня [70].

Щоб приблизно оцінити час нагрівання поршня до критичної температури, при якій на верхній частині поршня і в циліндрі виникають задираки, необхідно зробити додаткові припущення, що спрощують. Припустимо, що поршень нагрітий при роботі двигуна до якоїсь середньої температури, при цьому передача тепла від поршня йде тільки через кільця поршневі, контактний теплообмін між поршнем і циліндром відбувається миттєво, а охолодження стінки циліндра пором зневажливо мало.

Як відомо [53, 54, 70, 142], підвищення температури поршня викликає його розширення в циліндрі. У більшості сучасних автомобільних двигунів циліндр утворений тонкою чавунною гільзою, залитою в алюмінієву стінку [54, 57, 143]. Зазор між поршнем і циліндром у зоні вогневого пояса поршня при

нормальній температурі  $T_0 = 20^{\circ}\text{C}$  зазвичай дорівнює 0,50 мм. У разі нагрівання поршня до температури  $T_w$  діаметр його вогневого поясу  $D_0$  збільшиться відповідно до термічного розширення, яке можна розрахувати, якщо покласти коефіцієнт температурного розширення алюмінієвого сплаву  $\alpha_a = 20 \cdot 10^{-6}$  1/град.

Аналогічно при розширенні чавунної ( $\alpha_c = 10 \cdot 10^{-6}$  1/град) гільзи циліндра при нагріванні за формулою

$$D = D_0 + \alpha_a D_0 (T_w - T_0). \quad (5.8)$$

де  $D$  – розмір при температурі  $T_w$ ,  $D_0$  – вихідний розмір при температурі  $T_0$ ,  $\alpha_a$  – коефіцієнт температурного розширення матеріалу (1/град),

можна розрахувати діаметр циліндра  $D_c$  за температури  $T_w$ , якщо прийняти початковий діаметр циліндра  $D_{0c}$  за температури  $T_0$ .

Якщо діаметр вогневого поясу поршня стане рівним діаметру циліндра, виникне прихват і задираки. Тоді умову рівності діаметрів циліндра та поршня можна записати за формулою (5.8):

$$D_0 + \alpha_a D_0 (T_w - T_0) = D_{0c} + \alpha_c D_{0c} (T_w - T_0), \quad (5.9)$$

звідки легко знайти температуру, за якої виконується ця умова:

$$T_w = T_0 + \frac{\delta_0}{D_0 \alpha_a - D_{0c} \alpha_c}. \quad (5.10)$$

Після підставлення у вираження (5.10) діаметра верхньої частини поршня  $D_0 = 0,09$  м, початкового зазору  $\delta_0 = D_{0c} - D_0 = 0,5$  мм і початкової температури  $T_0 = 293\text{K}$ , отримаємо максимальну температуру днища поршня в циліндрі, при якій починаються задираки  $T_w = 848\text{K}$  ( $t_w = 575^{\circ}\text{C}$ ). Ця температура практично збігається з температурою початку плавлення матеріалу поршня. Однак насправді задираки зазвичай відбуваються при меншому нагріві. Верхня частина поршня при нормальній роботі нагріта до  $300^{\circ}\text{C}$ , тому в 1-му наближенні критичний нагрів поршня слід вибрати вище цього значення на  $180\text{-}200^{\circ}\text{C}$ .

Для розрахунку нестационарного нагріву поршня в циліндрі після порушення охолодження циліндра можна застосувати рівняння (5.4). Для цього потрібно уточнення для маси, що входить до цього рівняння. Так, для наближеного розрахунку можна припустити, що в аналізованому короткочасному процесі бере участь лише відносно товста верхня частина (приблизно це 50% маси) поршня і частина гільзи циліндра в межах ходу поршня. Тоді при товщині стінки циліндра 0,01 м і довжині 0,1 м (товщиною чавунної гільзи в 1-му наближенні нехтуємо), а також орієнтовній масі поршня 0,350 кг маса елемента (частина поршня з циліндром), що розглядається, приблизно складе  $M = 1,0$  кг, а площа поршня  $F = 0,00636$  м<sup>2</sup>. Коефіцієнт

тепловіддачі  $\alpha_c$  розраховується аналогічно до того, як це зроблено вище для камери згоряння.

### 5.3. Моделювання нестационарного нагрівання елементів двигуна після порушення охолодження

Якщо коефіцієнти тепловіддачі відомі, можна розрахувати зміну температури всіх зазначених елементів.

Рівняння (5.4) визначає нагрівання датчика температури, камери згоряння та поршня. Воно легко інтегрується у заданому відрізку часу з початковим значенням температури, що відповідає нормальному режиму охолодження. Оскільки йдеться про наближену оцінку, достатньо проводити чисельне інтегрування з кроком часу 0,5 с. При цьому рівняння (5.4) підставляється  $F = \pi dl$  – площа поверхні чутливої частини датчика (при  $l = 0,02$  м і  $d = 0,006$  м  $F = 3,7 \cdot 10^4$  м<sup>2</sup>),  $C_w$  – теплоємність датчика (для латуні  $C_w = 400$  Дж/кг·К),  $M$  – маса чутливої частини датчика (для латуні  $M = 0,005$  кг).

Припустимо тепер, що температура середовища стрибком збільшилася з 90°C до 120°C, тобто на 30°, що означає, що у двигуні почався перегрів. Тоді при підставленні всіх значень рівняння (5.4) отримаємо, що датчик при знаходженні в рідині відстежуватиме її температуру із затримкою не більше 1-2 секунд (підвищення температури датчика в рідині на 30° приблизно через 1 сек). Водночас затримка у показаннях датчика температури для пари буде надзвичайно великою – швидкість наростання температури датчика становитиме приблизно 0,3°C за 1 секунду або лише 18°C за хвилину (рис.5.16).

Цей результат показує, що при аварійно-швидкому зниженні рівня рідини або її втраті та оголенні датчика його інерція зростає приблизно в 100 разів. В результаті датчик може виявитися нездатним відстежити підвищення температури, коли весь час процесу перегріву при втраті рідини може вимірюватися секундами.

Ця різниця отримана за умови відсутності теплопровідності зі стінкою, в якій стоїть датчик. У реальних умовах теплообмін зі стінкою може вплинути на температуру датчика, що залежить від конструкції системи охолодження та місця встановлення датчика. Проте, чим далі розташований датчик від головки циліндрів, тим менша похибка розрахунку і більша різниця між показаннями датчика та дійсною температурою головки циліндрів.

Аналогічно може бути розраховано зміну температури елемента головки циліндра та верхньої частини поршня від часу з моменту припинення охолодження.

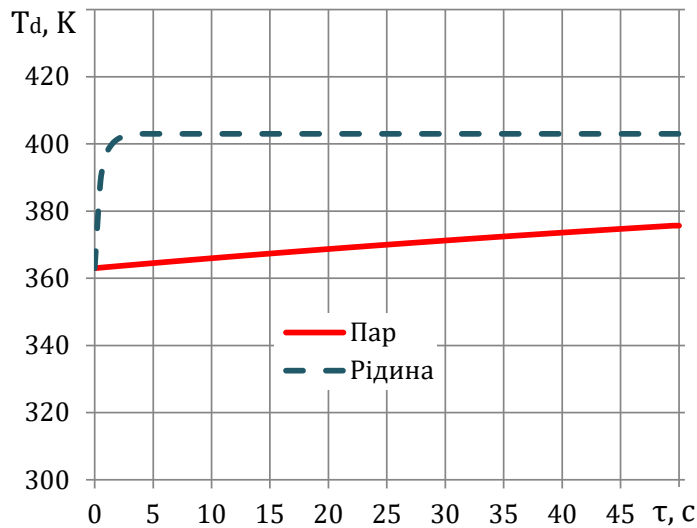


Рис. 5.16. Зміна температури чутливого елемента датчика температури за часом з моменту порушення охолодження за умови стрибкоподібного підвищення температури з  $90^{\circ}\text{C}$  до  $130^{\circ}\text{C}$  (з  $363\text{K}$  до  $403\text{K}$ )

Результати розрахунку для середньої температури газів  $1000\text{K}$  представлені на рис.5.17 де можна бачити розраховані температури елемента головки циліндра і поршня. Верхньою межею допустимої температури деталей, за якої починається їх пошкодження, умовно прийнято значення  $800\text{K}$  ( $527^{\circ}\text{C}$ ).

Как это следует из результатов расчета, в случае внезапного и полного нарушения охлаждения стенка камеры начнет плавиться примерно через 20 сек работы двигателя. Поскольку при расчете не были учтены все влияющие факторы (теплопроводность вдоль стенки, отвод тепла от стенки в пар и др.), возможно, что реальное время процесса будет несколько больше, но в любом случае время до плавления стенки ГБЦ при отсутствии ее охлаждения будет исчисляться секундами. В данном случае под словом "плавление" следует понимать любое термическое повреждение стенки – например, это может быть не только сквозные пробоины, но и эрозия поверхности или ослабление посадки седел клапанов, а также общее термическое повреждение головки цилиндра в виде значительной деформации привалочной плоскости.

Згідно з результатами розрахунку (рис. 5.17), водій побачить підвищення температури на покажчику до  $100^{\circ}\text{C}$  ( $373\text{K}$ ) тільки через удвічі більший час, тобто через 40 с, коли головка циліндрів буде вже пошкоджена, а двигун фактично вийде з ладу.

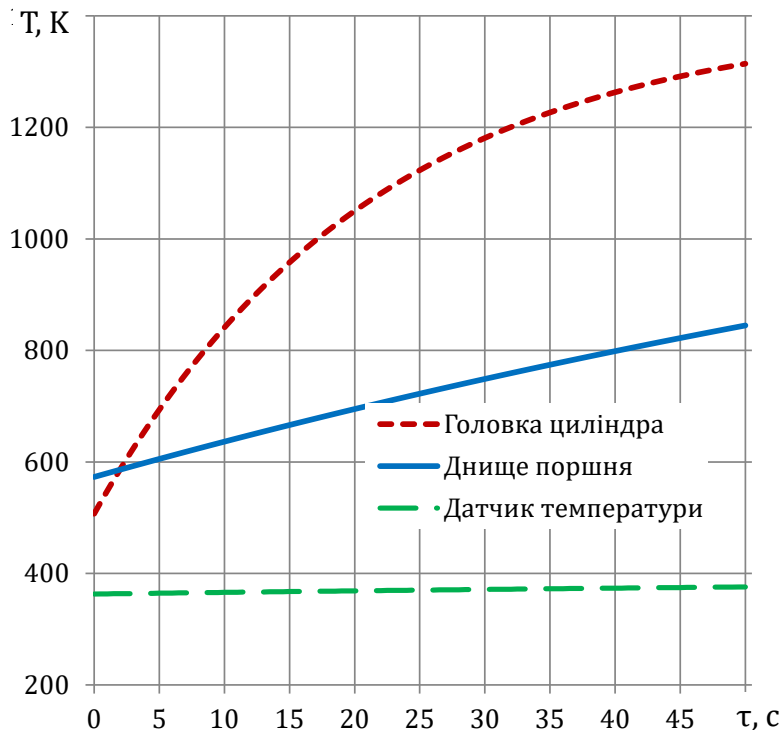


Рис. 5.17. Зміна температури головки циліндра та поршня за часом з моменту порушення охолодження за умови миттєвої втрати охолоджувальної рідини

На рис. 5.17 також видно, що нагрівання поршня при порушенні охолодження циліндра відбувається набагато повільніше, і задираки на верхній частині поршня слід очікувати за час у кілька разів більше часу пошкодження стінки камери згоряння (приблизно через 95 після початку процесу перегріву). Для практики це означатиме, що за наявності серйозних термічних пошкоджень головки циліндрів слід очікувати на пошкодження поршнів з менш вираженим характером.

#### **5.4. Модель температурного стану головки клапана при зміні режимів, що визначаються програмою регулювання фаз газорозподілу**

При проведенні експертних досліджень технічного стану двигунів були відмічені випадки перегріву головок впускних клапанів, у результаті виникала деформація головки клапана і втрата герметичності пару клапана з сідлом, що викликало відмову двигуна. З погляду відомих теорій [62, 101, 140, 144] та практичного досвіду [79, 145, 147-149] пояснити перегрів саме впускного клапана, а не випускного, особливо у випадку, якщо це перегрітий тільки один із двох впускних клапанів в одному циліндрі практично неможливо. З цією

метою було виконано теоретичне дослідження, в результаті якого було запропоновано метод моделювання відмов цього виду.

Перш ніж приступити до дослідження, необхідно з'ясувати, як конструкція двигуна може вплинути на температурний стан клапанів. Це важливо, якщо в конструкції застосовано механізм регулювання фаз [128]. В цьому випадку як приклад розглянуто спеціальний кулачковий механізм зміни фаз впуску (рис.5.18), що забезпечує не тільки зміну підйому, але і тривалість відкритого стану впускних клапанів (фази впуску)

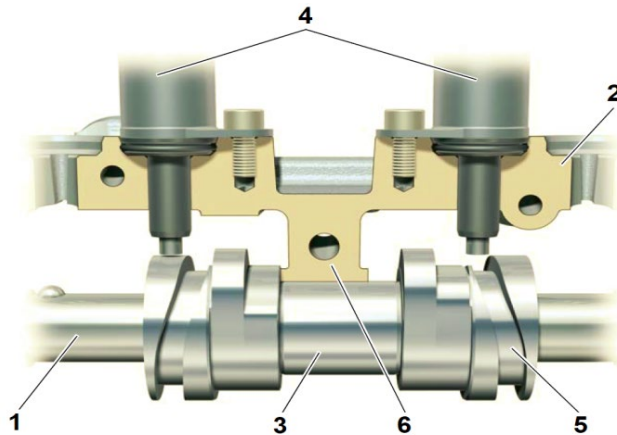


Рис.5.18. Конструктивна схема механізму зміни фаз впуску досліджуваного двигуна [128]: 1 – розподільний вал, 2 – корпус, 3 – встановлений на шліцях рухомий блок кулачків, 4 – керуючі електромагніти, 5 – канавка для осевого зсуву блоку кулачків, 6 – осьовий підшипник

Конкретне конструктивне виконання механізму має у разі другорядне значення, важливішим є закон регулювання висоти підйому клапана і тривалості відкритого стану (фази) впуску. Так, у розглянутій конструкції система регулювання підтримує незмінну висоту підйому і тривалість відкритого положення одного впускного клапана в кожній камері згорання. При цьому система зменшує висоту підйому та тривалість відкритого положення другого впускного клапана при зменшенні частоти обертання та навантаження. Для цього шляхом подачі імпульсу на електромагнітні клапани проводиться осьове переміщення блоку кулачків на розподільчому валу в ту чи іншу сторону, що дозволяє перемикнути штовхач другого клапана для роботи по кулачку іншого профілю. Одночасно система здійснює корекцію фаз впуску у більш пізньє, а фаз випуску – у більш ранньє становище.

Зміна фаз газорозподілу проводиться ступенево згідно з програмою регулювання [128], в якій обидва впускні клапани одночасно відкриваються, але можуть закриватися в різний час в залежності від режиму роботи двигуна (рис.5.19).

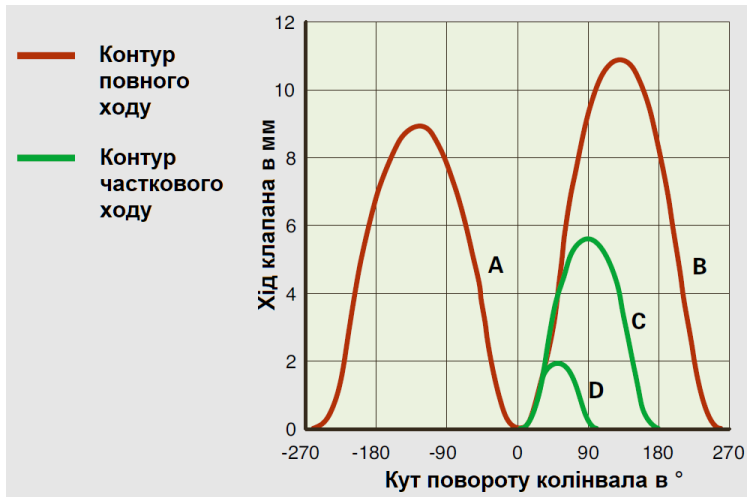


Рис. 5.19. Програма регулювання фаз газорозподілу досліджуваного двигуна

Згідно з програмою регулювання двигуна [128], перемикання з малого підйому та малої тривалості відкритого стану впускних клапанів на великі повинно здійснюватися при підвищенні частоти обертання та навантаження. У випадку відмови системи, тобто за відсутності перемикання, у системі записується відповідний код несправності. Звідси прямо випливає, що у двигуні з аналогічними системами регулювання фаз газорозподілу шукати порушення температурного стану впускних клапанів слід саме там, де є аномалія їхнього робочого режиму – при малому підйомі впускного клапана на підвищених частотах обертання та навантаженнях.

Для моделювання циклу двигуна із регулюванням фаз [127, 150] використовувалася програма Lotus Engine Simulation (LES [97, 105, 106]). Програма побудована на так званій нуль-вимірній моделі термодинамічного циклу ДВЗ. Це означає, що циліндри та колектори є елементами нульової розмірності, тобто робоче тіло у них має властивості маси, тиску, температури та об'єму, але ці елементи не мають довжини та динамічних властивостей. Умови в цих елементах розраховуються для кожного кута повороту колінчастого валу шляхом вирішення системи диференціальних рівнянь для зміни (прирощення) тиску  $p$  і температури  $T$  газу в циліндрі по куту повороту  $\varphi$  колінчастого валу.

Метою розрахунку при розв'язанні задачі є не основні інтегральні параметри двигуна (потужність, крутний момент, питома витрата палива), а температури елементів. Тому, попри те, що за допомогою програми можна дослідити близьку до реального двигуна повну багатциліндрову модель, для цього цілком підходить і спрощена 1-циліндрова модель (рис.5.20).

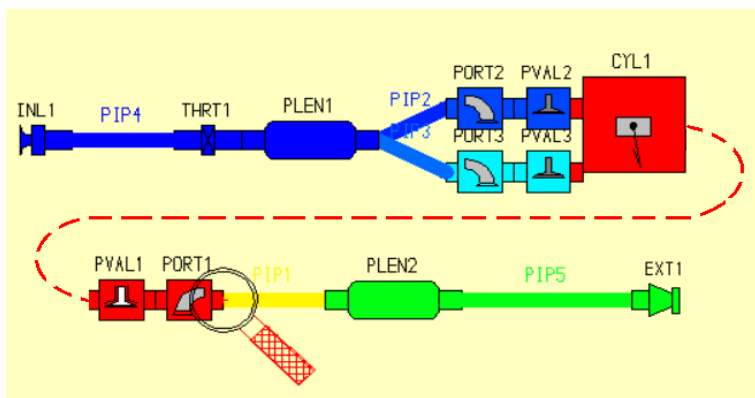


Рис. 5.20. 1-циліндрова геометрична модель двигуна у програмі Lotus Engine Simulation з можливістю завдання різних підйомів та фаз у двох впускних клапанів

Для виконання розрахунку циклу задавалися дійсні розміри циліндра та клапанного механізму двигуна. Модель двигуна будувалася з двома впускними клапанами, які мають у загальному випадку різні закони регулювання:

- Тип – бензиновий, атмосферний
- Робочий об'єм (для 4 циліндрів) – 1700 см<sup>3</sup>
- Ступінь стиску – 10,5
- Діаметр циліндра/хід поршня – 83/84 мм
- Кількість клапанів – 4 на циліндр
- Діаметри головок клапанів (впуск/випуск) – 30/26 мм.

Трубопроводи та колектори також вибиралися близькими за розмірами до реального двигуна.

Розрахунки циклу виконувалися для частот обертання 1000-6000 хв<sup>-1</sup> з кроком 1000 хв<sup>-1</sup> при повному навантаженні та 3-х різних варіантах фаз впускних клапанів згідно зі схемою регулювання виробника двигуна (рис.5.21), зокрема:

- 1) обидва впускні клапани відкриваються на однаковий максимальний підйом,
- 2) один клапан має зменшений на 50% підйом та на 33% меншу тривалість відкритого положення (рис.5.21),
- 3) один клапан має мінімальний підйом 18% від максимального та на 66% зменшену тривалість відкритого положення.

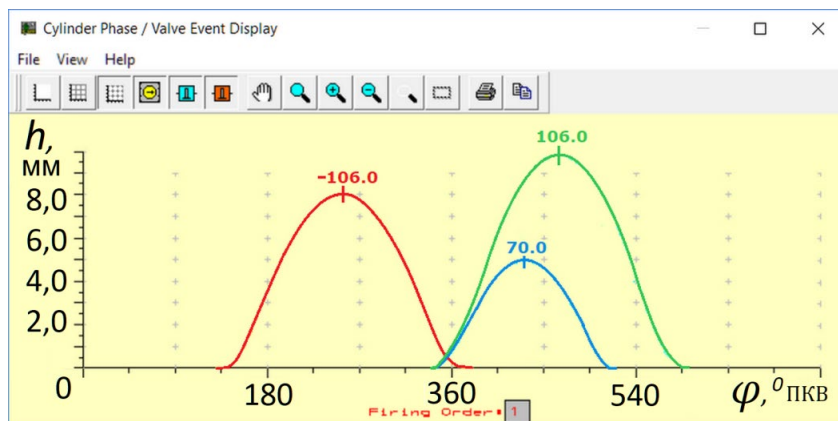


Рис. 5.21. Завдання фаз газорозподілу для розрахунку: показаний варіант зі зменшеним підйомом та тривалістю відкритого стану одного із впускних клапанів

При цьому загальний зсув фаз впуску в пізніший бік, як і зсув фаз випуску в ранній бік, для спрощення розрахунків, а також у зв'язку з відсутністю повних даних про закон регулювання фаз виробника двигуна, не задавалися.

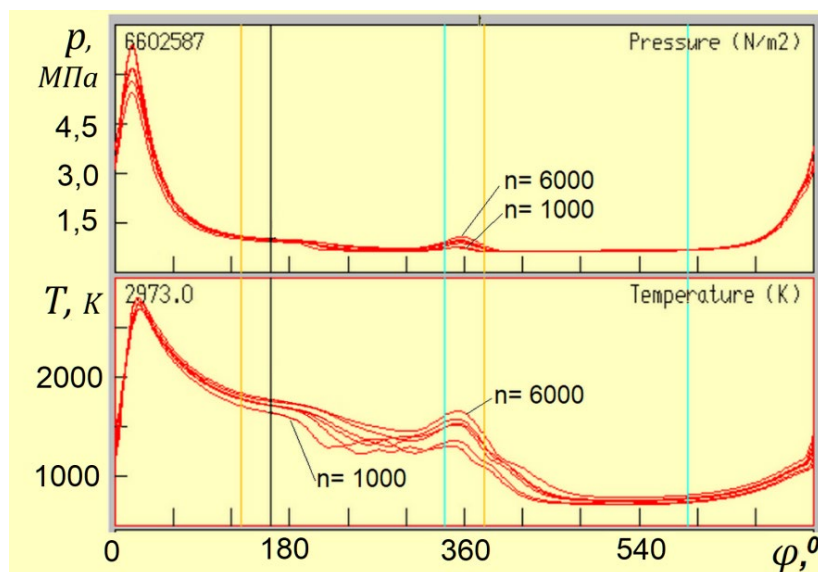


Рис. 5.22. Зміна тиску та температури газу в циліндрі по куту повороту колінчастого валу в діапазоні частот обертання 1000-6000 хв<sup>-1</sup>, отримано при розрахунку для випадку, коли обидва клапани відкриваються синхронно

Розрахунок циклу проводився з урахуванням теплообміну зі стінками, що було забезпечено завданням у програмі відповідних коефіцієнтів тепловіддачі (програма враховує теплообмін газу зі стінками камери згоряння та поршня, а також втрати тепла в охолоджувальну рідину).

Результати розрахунку циклу представлені у вигляді графіків залежності миттєвих параметрів повітря та газу в характерних перерізах, включаючи циліндр та всі трубопроводи (рис.5.22, 5.23). Крім цього, всі миттєві значення тисків, температур та швидкостей зберігалися у вигляді таблиць Excel з кроком по куту повороту колінвала  $2^\circ$ .

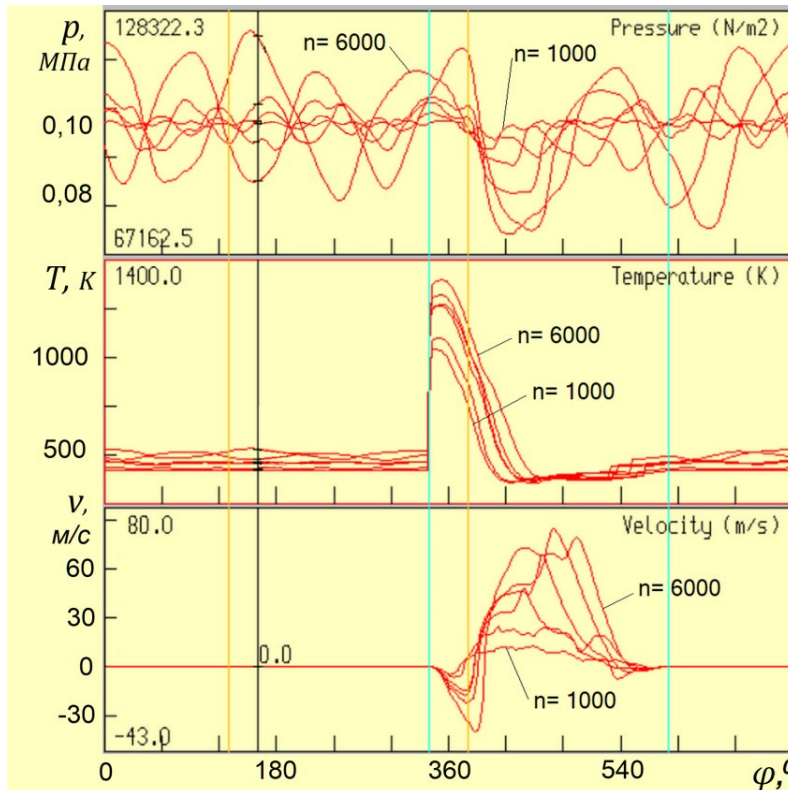


Рис. 5.23. Зміна миттєвих значень тиску, температури та швидкості повітря в перерізі впускного трубопроводу перед впускним клапаном за циклом на різних частотах обертання (обидва впускні клапани відкриваються синхронно)

Після отримання даних за параметрами за цикл було виконано попередній аналіз результатів розрахунку, у тому числі за наявності відмінностей протягом повітря біля впускних клапанів.

Виявилося, що у впускному каналі у клапана з меншим підйомом і фазою відкриття при підвищенні частоти обертання спостерігається підвищена температура повітря. Це, очевидно, пов'язано із закиданням гарячих газів з циліндра у впускний канал у початковий момент відкриття клапана (рис.5.24).

Зрозуміло, що при вищій температурі повітря (газів) у перерізі перед клапаном слід очікувати та на підвищену температуру самого клапана (його головки). Однак встановити закономірності зміни температури впускного

клапана при зміні режимів та фаз газорозподілу можна лише за допомогою теплового розрахунку.

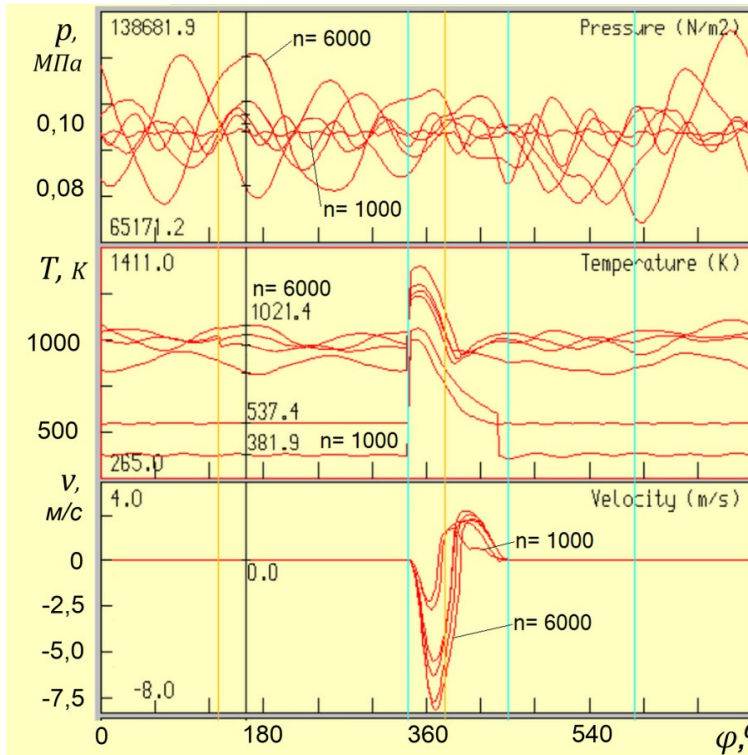


Рис. 5.24. Те саме, що і на рис.5.23, але у впускного клапана при мінімальному відкритті (підйомі). При короткій фазі відкриття є закидання газів з циліндра, що призводить до високої температури повітря в перерізі впускного каналу у клапана і може спричинити підвищення температури клапана

Для визначення температури клапана були зроблені такі спрощувальні припущення:

- 1) розподіл температури за об'ємом клапана не враховується і вважається, що температура головки клапана  $T_V$  у кожний момент часу однакова за її об'ємом,
- 2) температури сідла  $T_c$  і напрямної втулки  $T_e$  клапана вважаються постійними, рівними та не залежать від температури клапана та умов теплообміну з ним (задаються),
- 3) з боку каналу враховується теплообмін головки клапана з повітрям та теплопровідність вздовж стрижня, теплообміном стрижня клапана з повітрям у каналі та в картерному просторі, а також впливом на теплообмін сил тяжіння нехтується,
- 4) характерною швидкістю процесу теплообміну з боку каналу вважається швидкість в каналі перед клапаном,

5) вплив теплообміну головки впускного клапана на газодинамічні процеси не враховується.

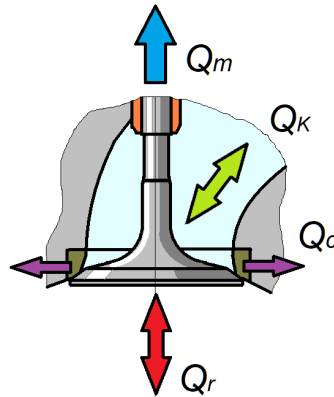


Рис. 5.25. Теплова розрахункова схема впускного клапана

Розглянемо тепер стандартну схему нагрівання-охолодження клапана (рис.5.25), яка є так звані теплові граничні умови для головки циліндрів [53, 138, 151].

З рівняння теплового балансу для клапана впливає зміна його внутрішньої енергії  $dU$  за часом  $dt$  у процесі нагрівання-охолодження згідно з рівнянням (5.3). При цьому кількість теплоти, яка підводиться та відводиться від головки клапана у різних процесах, описується рівняннями

$$\begin{aligned} Q_r &= F \alpha_r (T - T_r), \quad Q_k = F \alpha_k (T_V - T_k), \\ Q_c &= f_c \alpha_c (T_V - T_c), \quad Q_l = \frac{l}{\lambda} f (T_V - T_c). \end{aligned} \quad (5.11)$$

де  $\alpha_r$ ,  $\alpha_k$  – коефіцієнти тепловіддачі від газів у циліндрі та від повітря у впускному каналі до головки клапана,  $\alpha_c$  – коефіцієнт контактного теплообміну клапана з сідлом,  $T_c$  – температура сідла та напрямної втулки (приблизно були прийняті рівними),  $F$  – площа поверхні головки клапана ( $F = \pi/4 D^2$ ),  $f_c$  – площа контакту клапана з сідлом ( $f_c = \pi D c$ ),  $c$  – ширина фаски сідла (у розрахунках прийнято, що  $c = 1,0$  мм),  $f$  – площа перерізу стрижня клапана ( $f = \pi/4 d^2$ ),  $l$  – довжина стрижня від головки клапана до напрямної втулки,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу клапана.

Розглянемо тепер докладніше коефіцієнти тепловіддачі, що входять у формули для розрахунку кількості теплоти, що підводиться і відводиться.

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до головки клапана можна визначити за відомою формулою Вошні (5.7). Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від головки клапана до повітря з боку впускного каналу використовувалося критеріальне рівняння (5.6), в якому число Рейнольдса, визначалося при відкритому клапані за швидкості  $v$  повітря в каналі перед клапаном.

При закритому клапані  $v = 0$ , але теплообмін не зникає, оскільки на нього впливають коливання повітря/газу в закритому каналі. Для цього періоду циклу, як показано [152], в критеріальних залежностях для опису процесу тепловіддачі слід використовувати амплітуду коливальної швидкості  $w$ , яка обчислюється по амплітуді тиску і швидкості звуку.

Однак при моделюванні течії повітря у впускному каналі нема потреби в обчисленнях амплітуди коливальної швидкості, оскільки програма Lotus Engine Simulation дає змогу знайти потрібну амплітуду безпосередньо при розрахунку циклу. Зокрема, з'ясувалося [127, 150], що амплітуда коливань швидкості повітря у головки клапана (на відстані 30 мм) на різних режимах роботи двигуна із заданою геометрією (рис.5.26) при невеликому підйомі клапана залежить, головним чином, від частоти обертання та може бути представлена в наступному наближеному вигляді  $w = a n$ , де  $a$  – розмірний коефіцієнт [м · хв / с].

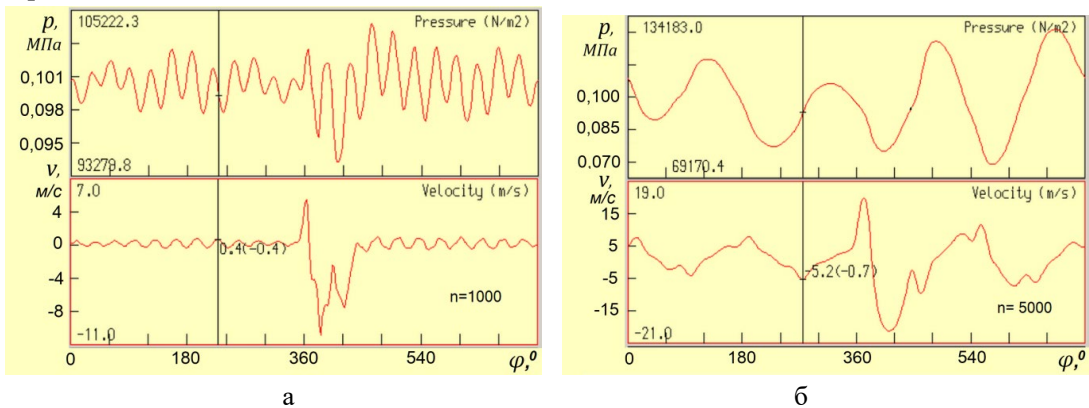


Рис. 5.26. Коливання тиску та швидкості повітря по куту повороту колінвала у впускному каналі в 30 мм від закритого впускного клапана 1000 хв<sup>-1</sup> (а) та при 5000 хв<sup>-1</sup> (б)

Після аналізу всього масиву даних швидкості в даному перерізі впускного каналу, отриманих на різних режимах при малих підйомах клапана, для розрахунків було прийнято значення  $a = 0,5 \times 10^{-3}$ .

Основну увагу при складанні методики розрахунку температури клапана приділено формулі для розрахунку коефіцієнта контактного теплообміну клапана з сідлом. Процес теплообміну залежить від зусилля притискання клапана, тому використовувалася критеріальна залежність [127, 152]:

$$Nu_c = (623 \lambda_{cp} / \lambda_{np} - 3,6) (p_\phi / \sigma_b)^{0,43}, \quad (4.12)$$

де  $p_\phi$  – тиск контакту,  $\lambda_{cp} / \lambda_{np}$

теплопровідності (приблизно  $\lambda_{cp} / \lambda_{np} = 110 \times 10^{-4}$ ),  $\sigma_B$  – границя міцності матеріалу сідла (у розрахунках прийнято  $\sigma_B = 500$  МПа).

При цьому було прийнято ширина фаски седла  $c = 1,0$  мм, а давление контакта  $p_\phi$  определялось при куте фаски клапана  $\alpha_K = 45^\circ$  і зусилля попереднього натягу пружини клапана  $R_s = 50$  Н за формулою [152]:

$$p_\phi = \frac{\cos \alpha_K}{\pi c D} \left[ \frac{\pi D^2}{4} (p - p_K) + R_s \right], \quad (5.13)$$

де  $\alpha_K$  – кут фаски клапана;  $c$ ,  $D$  – ширина фаски та діаметр головки клапана,  $(p - p_K)$  – перепад давления на клапане.

Визначити надійне значення товщини відкладень на сідлі, які прийняті за характерний розмір у критеріальному рівнянні (5.12), без експериментальних даних двигуна досліджуваного типу не вдасться. Тому просто обчислити коефіцієнт контактного теплообміну за формулою (5.13) також неможливо. Однак для якісної картини можна встановити наближену залежність, якщо виключити визначення невідомої товщини.

В роботах [127, 151] зазначено, що число Нуссельта пропорційно тиску контакту з сідлом з показником ступеня 0,43. У сучасних двигунах є тенденція до мінімально можливого зусилля пружини. Крім того, слід взяти до уваги пропорційність тиску контакту і тиску газів у циліндрі. Тоді залежність для розрахунку коефіцієнта контактного теплообміну в 1-му наближенні можна записати у вигляді [127]:

$$\alpha_c = A p^{0,43}. \quad (5.14)$$

Тепер, якщо проводити розрахунки теплообміну з різними значеннями  $A$ , можна знайти залежність температури впускного клапана від коефіцієнта  $A$ . Далі, якщо температура клапана на якомусь характерному режимі відома, можна прийняти значення коефіцієнта  $A$  для цього режиму і для всіх наступних розрахунків постійним. Наприклад, відомо [53], що на режимі максимальної потужності температура впускного клапана зазвичай не перевищує  $400-420^\circ\text{C}$  ( $673-693\text{K}$ ). Звідси після попереднього розрахунку було обрано значення  $660\text{K}$  і відповідне значення  $A = 6,0$  (рис.5.26).

Для перетворення рівняння теплового балансу (5.3) клапана до зручного для розрахунків виду необхідно врахувати, що час пов'язаний з кутом повороту колінвала залежністю  $\varphi = \omega \tau$ , звідки:

$$d\tau = \frac{30}{\pi n} \times d\varphi. \quad (5.15)$$

Тоді зміна внутрішньої енергії клапана може бути записана як:

$$C_p m dT_v = (Q_r - Q_c - Q_k - Q_T) d\tau, \quad (5.16)$$

звідки

$$\frac{dT_V}{d\varphi} = \frac{\pi n}{30C_p m} (Q_r - Q_c - Q_k - Q_t). \quad (5.17)$$

Тепер з урахуванням всіх складових теплових потоків (5.11) може бути отримано рівняння для розрахунку швидкості зміни температури головки клапана по куту повороту колінвала:

$$\frac{dT_V}{d\varphi} = \frac{\pi n}{30C_p m} \left\{ \frac{\pi D^2}{4} [\alpha_r (T - T_V) - \alpha_k (T_V - T_k)] - \left( \pi c D \alpha_c - \frac{\pi \lambda d^2}{4h} \right) (T_V - T_c) \right\}. \quad (5.18)$$

Дане рівняння можна чисельно інтегрувати будь-яким із відомих методів. Для цього завдання, з урахуванням наближеного характеру обчислень, цілком підходить випробуваний вище метод Ейлера або Рунге-Кутта.

Рівняння (5.18) вирішується із завданням початкового значення температури головки клапана послідовно для всіх точок циклу. Далі після розрахунку зміни температури по всьому циклу із заданим кроком ( $2^0$  повороту колінвалу) проводиться порівняння кінцевого значення температури з початковим. У випадку, якщо є різниця між цими значеннями температури, розраховується наступний цикл – доти, доки різниця у значеннях не зникне.

### **5.5. Моделювання температурного пошкодження клапана при відмові системи регулювання фаз газорозподілу**

На рис.5.27 наведено результат розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі для режиму  $n = 6000 \text{ хв}^{-1}$  при повному відкритті впускного клапана. Привертає увагу характер зміни розрахованих коефіцієнтів тепловіддачі, зокрема підвищення  $\alpha_c$  зі зростанням тиску в циліндрі, зростання  $\alpha_r$  у разі підвищення тиску і температури в циліндрі, і навіть очевидне збільшення  $\alpha_k$  зі зростанням швидкості повітря у впускному каналі. Такий характер підтверджується загалом відомими даними [56, 140, 152, 153].

Розрахунки далі були проведені для всіх підйомів впускного клапана і фаз впуску при різній частоті обертання, їх результати представлені на рис.5.28.

З отриманих результатів випливає, що зі зростанням частоти обертання і зменшення підйому і тривалості фази температура впускного клапана зростає. Такий характер зміни температури викликаний погіршенням охолодження клапана повітрям, у тому числі внаслідок закидання гарячих газів у впускний канал на деяких режимах згідно з рис.5.24.

Слід зазначити, що виявлена тенденція зростання температури впускного клапана підтверджується рекомендацією виробника досліджуваного двигуна [128]. У посібнику з експлуатації виробник вказує, що при виникненні

несправності в системі керування фазами ГРМ, коли при збільшенні частоти обертання відсутнє перемикання на збільшення підйому клапана та спрацьовує лампа несправності, слід обмежити режим роботи двигуна частотою 4000 об/мин.

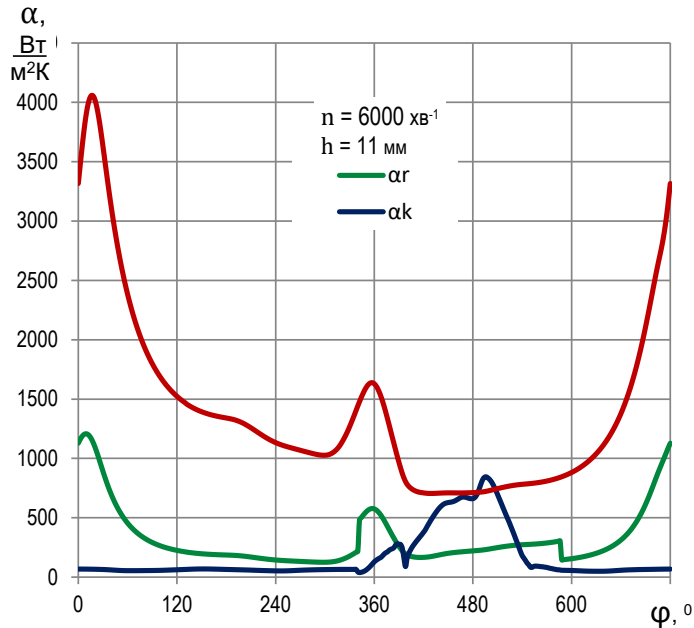


Рис. 5.27. Отримана у розрахунку зміна миттєвих коефіцієнтів тепловіддачі за циклом при  $n = 6000 \text{ хв}^{-1}$  у варіанті повного відкриття впускного клапана (температура головки клапана  $T = 660\text{К}$ )

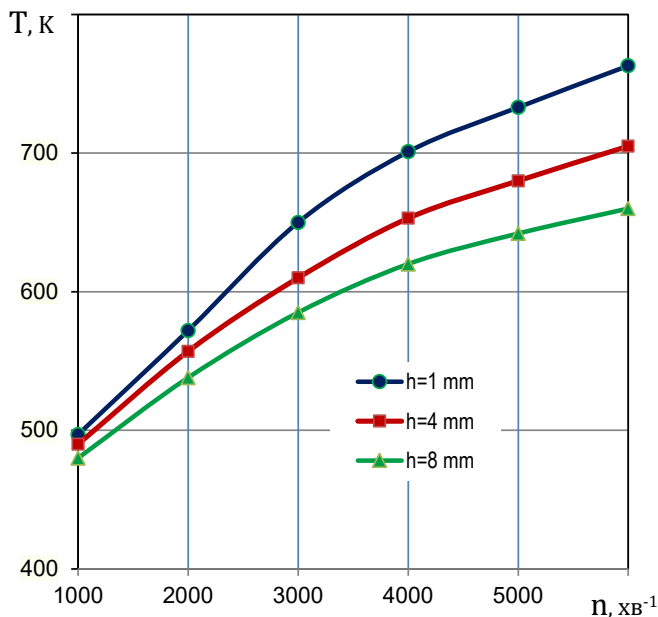


Рис. 5.28. Залежність температури головки впускного клапана від його підйому (і тривалості відкритого стану) зі збільшенням частоти обертання

Згідно з результатами розрахунку, температура головки впускного клапана при його неповному відкритті та частоті вище  $4000 \text{ хв}^{-1}$  перевищує  $700\text{K}$ . Оцінимо це граничне значення, порівнявши його з відомими даними про властивості клапанних сталей [111, 154].

Найбільш поширеною клапанною сталлю для виготовлення впускних клапанів бензинових двигунів є сталь X45CrSi93 (40X9C2). Температурні властивості цієї сталі такі (табл.5.1), що після нагрівання вище  $500^{\circ}\text{C}$  ( $773\text{K}$ ) у ній починають виявлятися ознаки повзучості, і вже за температури вище  $550^{\circ}\text{C}$  її застосування стає неможливим. Цим пояснюється обмеження застосування цієї сталі саме для впускних клапанів, які в процесі роботи не повинні нагріватися вище  $450^{\circ}\text{C}$  ( $723\text{K}$ ).

Табл. 5.1. Властивості сталі X45CrSi93 (згідно ISO 685-15:1992 [154])

Параметри	Температура, $^{\circ}\text{C}$			
	20	500	550	600
Границя тимчасової міцності, Н/мм	930	660	580	430
Границя плинності, Н/мм	670	455	420	370
Границя повзучості, Н/мм <sup>2</sup> , при деформації 1% за 10000 год.	-	216	127	-

Таким чином, розрахункова температура, до якої нагрівається прикритий клапан впуску при частоті обертання вище  $4000 \text{ хв}^{-1}$ , може перевищувати рекомендований температурний діапазон застосування клапанної сталі X45CrSi93.

Як це впливає з характеру пошкодження клапанів [127, 150], навіть невелика деформація головки клапана внаслідок повзучості матеріалу призводить до значного зменшення площі контакту клапана з сідлом. Особливо сильно на контакт впливає різниця в кутах фаски клапана і сідла, коли контакт з усієї ширини робочої фаски сідла переходить до контакту по внутрішньому краю фаски. Цей процес можна приблизно моделювати, якщо задати в рівнянні (5.18) зменшену ширину фаски.

Результати розрахунку з різною шириною фаски, у відсотках від номінальної (рис.5.29), показують, що при мінімальному відкритті клапана зменшення ширини контакту більш ніж 2 рази вже призводить до неприпустимого нагрівання головки клапана, від якого слід очікувати деформацію в результаті повзучості.

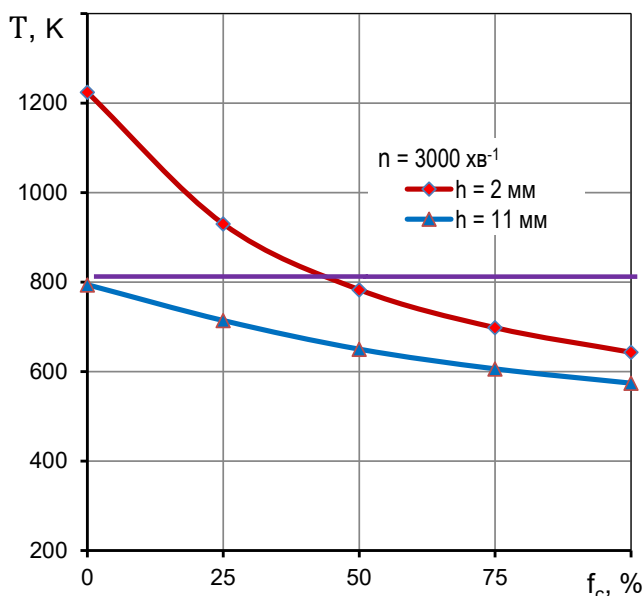


Рис. 5.29. Моделювання зміни температури клапана при його деформації: якщо клапан з мінімальним підйомом  $h = 2$  мм може бути пошкоджений при відносному зменшенні ширини фаски  $f_c$  у 2 рази, то клапан з максимальним підйомом  $h = 11$  мм перегріється лише при майже повній втраті контакту з сідлом

Це свідчить про те, що процес перегріву клапана фактично йде лавиноподібно в режимі позитивного зворотного зв'язку – незначна початкова деформація головки клапана внаслідок повзучості призводить до зменшення площі контакту з сідлом, зростання температури та ще більшої деформації.

Такий характер деформації головок впускних клапанів не пов'язаний із традиційно званими причинами таких пошкоджень, у тому числі перегрівання через високу температуру при порушенні процесу згоряння. Навпаки, деформація вказує на перегрів головки клапана через недостатнє охолодження при його роботі з малими підйомом і тривалістю відкритого положення, що пов'язано з відмовою в системі керування, коли не забезпечується своєчасне відкриття впускного клапана зі зростанням частоти обертання та навантаження.

## 6. МОДЕЛЮВАННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПІДШИПНИКІВ ПРИ ПОРУШЕННІ ЗМАЩЕННЯ

Як відомо, корінні та шатунні підшипники у ДВЗ мають різний конструктивний пристрій подачі оливи [54, 56, 155-157]. Так, змащення корінних підшипників відбувається моторною оливою, що подається до них з піддона двигуна оливної помпою під тиском з головної оливної магістралі в блоці циліндрів. Водночас подача оливи до шатунних підшипників походить від корінних підшипників по радіально-осьових оливних каналах, виконаних у колінчастому валі.

Пошкодження підшипників двигуна завжди чи майже завжди мають локальний характер, коли одні групи підшипників пошкоджені, інші ні. І навпаки. Причина полягає в відмінностях умов змащення різних підшипників, а також в режимах роботи двигуна, особливо після відмови в системі мащення.

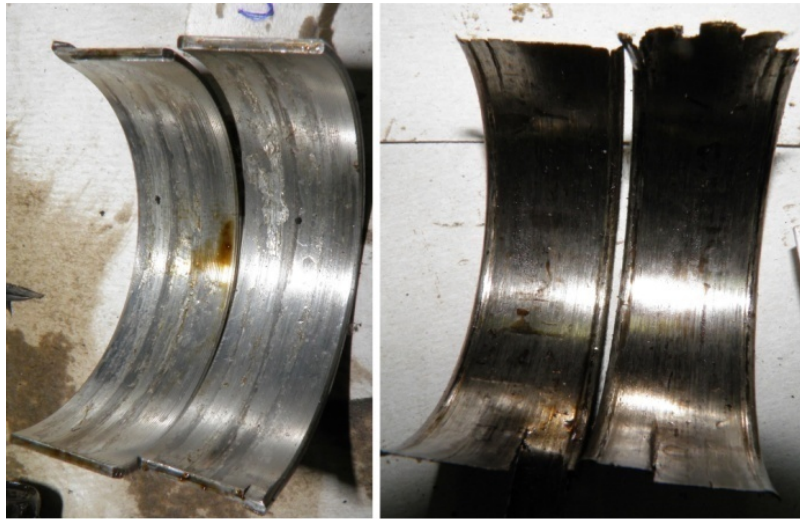
У процесі досліджень причин несправностей у системі мащення двигунів зазвичай виявляються такі основні та найчастіше зустрічаються види пошкоджень підшипників колінвала [79, 158, 159], які відповідно до даних виробників [160-162, 163-165] можна розбити на 3 основних види:

1. Пошкоджено більшість або всі шатунні підшипники (рис.6.1), з утворенням слідів порушення змащення на шатунних шийках колінвала та робочих поверхнях підшипників. Це кольори втечі металу, задираки, плавлення та руйнування антифрикційного шару підшипників, з пошкодженням кривошипних головок шатунів. У цьому корінні підшипники слідів ушкодження немає чи вони незначні.

2. Пошкоджено більшість або всі корінні підшипники (рис.6.2), з утворенням слідів недостатнього змащення на корінних шийках колінвала та на робочій поверхні підшипників. Це аналогічні п.1 кольору втечі металу, задираки, плавлення та руйнування антифрикційного шару підшипників, з пошкодженнями отворів опор (підшипників) колінвала в блоці циліндрів. При цьому шатунні підшипники слідів пошкодження не мають або вони незначні.

3. Пошкоджені у тому чи іншою мірою всі підшипники, і корінні, і шатунні. При цьому сліди їх пошкоджень аналогічні п.1 та 2 (рис.6.3).

Виходячи з відмінностей в умовах змащення шатунних і корінних підшипників, логічно припустити, що у разі раптового та повного припинення подачі моторної оливи до колінчастого валу порушення мастила виникне в першу чергу в тих підшипниках, куди олива безпосередньо подається під тиском. Тоді режим порушення змащення при швидкому та повному припиненні подачі оливи повинен виникати, в першу чергу, у корінних підшипниках колінвала.



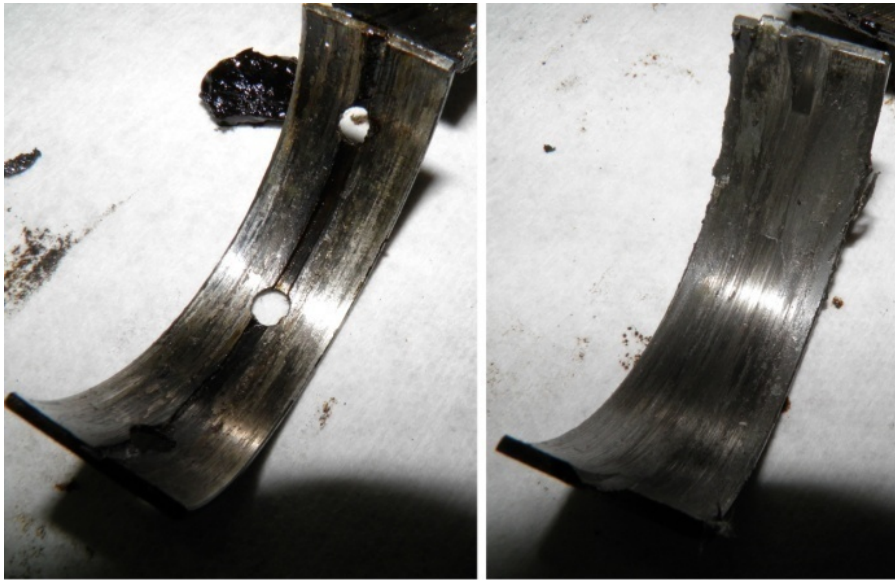
а



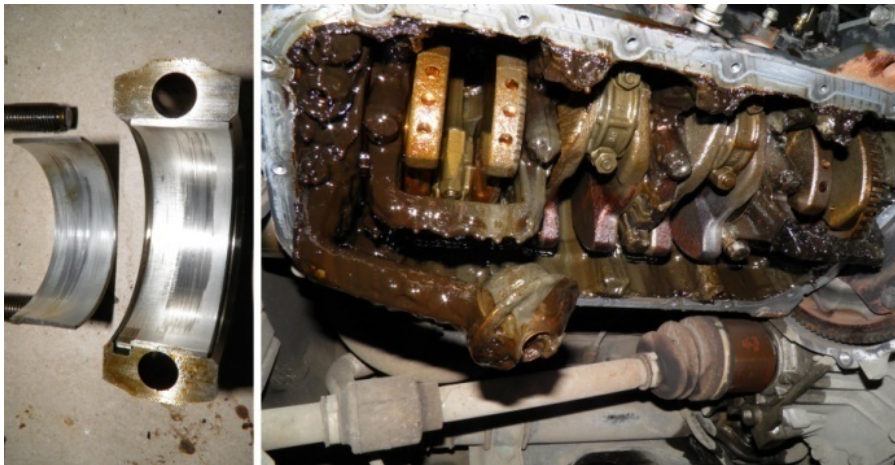
б

Рис.6.1. Типовий приклад пошкодження шатунних підшипників (а) за відсутності помітних пошкоджень корінних підшипників (б) – звичайний результат експлуатації двигуна з недостатнім рівнем оливи.

Звідси також випливає, що пошкодження, що спостерігаються, тільки шатунних підшипників (без явного пошкодження корінних) можливе не тільки й не стільки у разі повної відсутності оливи в мастильних отворах колінвала. Воно виникає при зниженні подачі оливи, але не при повному її припиненні (інакше пошкодження отримали б і корінні підшипники).



а

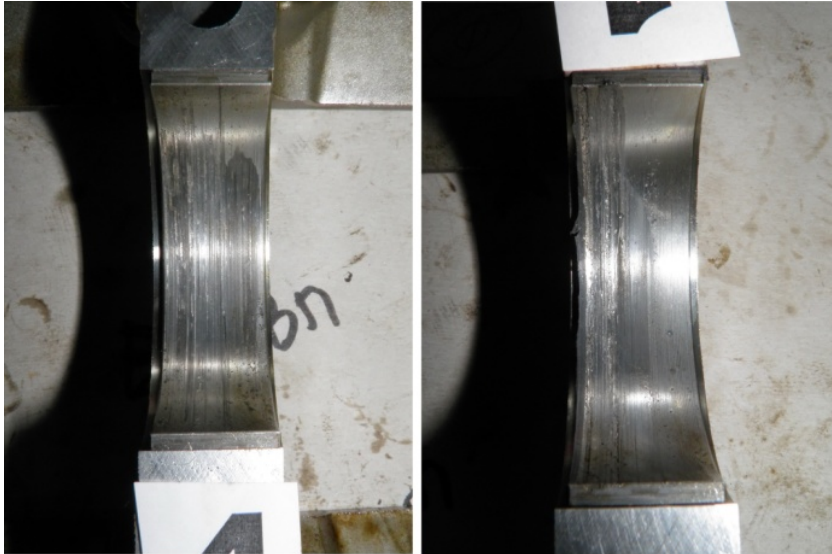


б

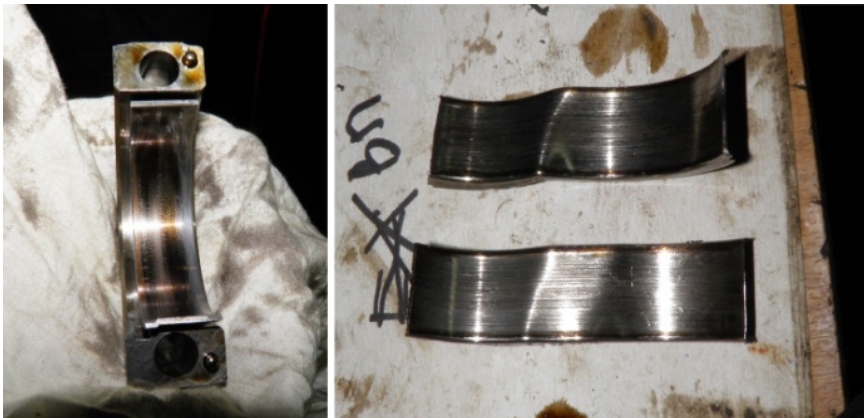
Рис.6.2. Протилежний випадок – пошкодження корінних підшипників із плавленням, заклинюванням валу та провертанням вкладишів в отворах блока циліндрів (а). Воно супроводжується порівняно невеликими пошкодженнями шатунних підшипників (б) і в цьому випадку викликане надзвичайно швидкою деградацією моторної оливи із затиканням сітки маслоприймача

Незважаючи на ці очевидні особливості пошкодження підшипників, при визначенні причини подібних несправностей зазвичай не беруть до уваги різницю в ступені пошкодження корінних і шатунних підшипників. Нерідко це призводить до того, що при дослідженні несправності вказують на такі причини порушення змащення, які прямо суперечать наявним ознакам. Водночас наявність одночасного пошкодження всіх підшипників колінвала викликає

найбільші труднощі щодо визначення причини пошкодження, яка відповідає реальній картині виходу двигуна з ладу.



а



б

Рис.6.3. Приклад пошкодження всіх підшипників – і корінних (а), і шатунних (б), внаслідок тривалої експлуатації двигуна на режимах високої потужності з несправною оливною помпою

Для того, щоб з'ясувати причину такої відмінності, необхідно ще раз розглянути добре відому конструктивну схему підшипників колінвала ДВЗ. Дійсно, у переважній більшості конструкцій автомобільних ДВЗ корінні підшипники, крім основної "підшипникової" функції, виконують і роль оливорозподільників для подачі оливи до шатунних підшипників. У міру зростання питомих навантажень, що пов'язано зі збільшенням потужності

показників, поступово була вироблена єдина конструктивна схема корінних підшипників [53, 55, 56], що має наступні відмінні особливості:

1) нижня половина корінного вкладиша виконується без оливозбірної канавки, що необхідно з умови максимальної вантажності та мінімального експлуатаційного зносу підшипника,

2) оливозбірна канавка виконується тільки на менш навантаженій верхній половині вкладиша,

3) на колінчастому валу виконується один або два отвори для подачі оливи з оливозбірної канавки до шатунного підшипника.

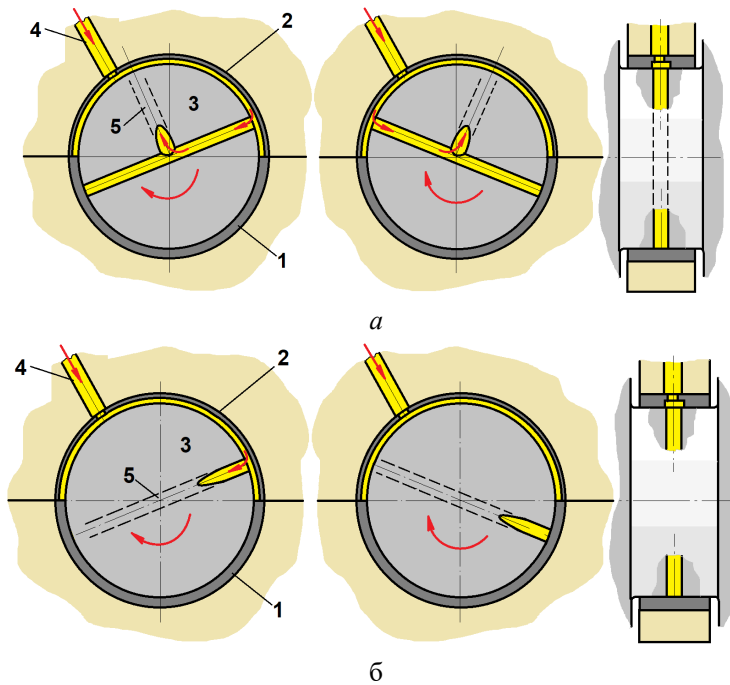


Рис.6.4. Конструктивні схеми корінного підшипника з безперервною подачею оливи через наскрізний поперечний отвір у корінній шийці (а) і з переривчастою подачею оливи через отвір, що з'єднує корінну та шатунну шийки (б): 1 - нижній вкладиш без канавки, 2 - верхній вкладиш, 3 - колінвал, 4 - канал подачі оливи до корінної опори, 5 - канал подачі оливи до шатунної шийки

Аналіз конструкцій автомобільних ДВЗ, які випускалися наприкінці 20-го та на початку 21-го століть, показує, що отвори в колінчастому валу для подачі оливи до шатунних підшипників частіше виконуються у 2-х варіантах (рис.6.4):

1) корінна шийка свердлиться поперек її діаметру наскрізь, потім виконується отвір у шатунній шийці до його з'єднання з отвором у корінній,

2) свердлиться лише один похилий наскрізний отвір, що з'єднує поруч розташовані корінну та шатунну шийки.

Неважко помітити, що в цьому випадку у колінчастого валу є лише по одному отворі в корінних шийках. Тоді установка його в підшипники, у яких маслозбірна канавка є тільки на верхніх половинах вкладишів, призведе до переривчастої подачі оливи в мастильний отвір колінвала, призначений для змащення шатунних підшипників.

Дійсно, при обертанні колінчастого валу отвір подачі оливи до шатунних підшипників відкрито тільки ті пів оберта, коли воно збігається з маслозбірною канавкою на верхньому вкладиші. Інші пів оберта отвір закрито нижньою половиною вкладиша, і ніякої подачі масла в канали змащення шатунних підшипників не відбувається. Виникає питання, яким чином шатунний підшипник працює тоді за частину кола без подачі оливи.

Відповідь укладена у різниці способів подачі оливи до корінних і шатунних підшипників. До корінних підшипників олива надходить безперервно і безпосередньо із системи мащення від оливного насоса, а до шатунних воно йде від маслозбірної канавки. Причому розташування осі шатунної шийки зі зміщенням на величину радіуса кривошипа (з ексцентриситетом) від осі корінних передбачає, що навіть при повному перекритті мастильного отвору в колінвалу подача оливи до шатунних підшипників неминуче продовжиться коштом відцентрових сил.

Оскільки різняться як спосіб подачі оливи, але й, судячи з наявним даним [156], і характер пошкодження корінних і шатунних підшипників, цілком можна припустити, що цю різницю дає саме вплив відцентрових сил. Тому розглянемо докладніше, наскільки такий вплив може бути суттєвим.

### 6.1. Оцінка впливу відцентрових сил на змащення підшипників

Розглянемо спочатку спрощену схему організації подачі оливи від корінної шийки до шатунної (рис.6.1), навіщо приймемо такі припущення:

- 1) мастильний отвір просвердлено приблизно по радіусу кривошипу,
- 2) течія оливи в отворі має властивість нерозривності,
- 3) подача оливи від корінного підшипника перекрита,
- 4) обертання валу йде з постійною швидкістю, що дорівнює 3000 хв-1, що відповідає режиму середніх частот обертання.

Очевидно, тиск оливи  $p_{oc}$  у вихідному перерізі отвору (на шатунній шийці) за таких умов визначатиметься за формулою

$$P_{oc} = F_c / f, \quad (6.1)$$

де  $f$  – площа прохідного перерізу отвору, м<sup>2</sup>, а відцентрова сила, що діє на стовп оливи в отворі, дорівнює

$$F_c = m_x v^2 / R, \quad (6.2)$$

при масі стовпа рідини

$$m_x = \rho f l_x, \quad (6.3)$$

де  $\rho$  – щільність оливи ( $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ ),  $l_x$  – довжина стовпа оливи, що зазнає дії неврівноваженої відцентрової сили, м,

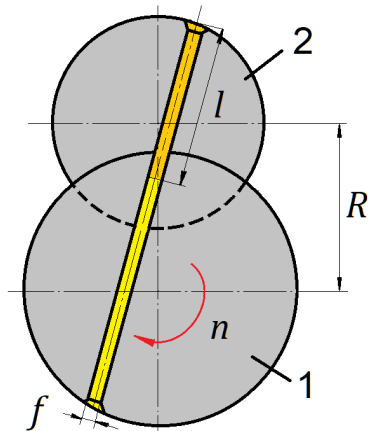


Рис. 6.5. Спрощена розрахункова схема подачі оливи від корінної (1) до шатунної (2) шийки колінвала

Тоді із загальновідомих виразів (6.1)-(6.3) можна отримати формулу для розрахунку тиску оливи від відцентрових сил:

$$P_{oc} = \rho l R n^2 (\pi^2 / 900). \quad (6.4)$$

Як це впливає зі схеми вузла, радіус кривошипу і довжина стовпа оливи в отворі – величини приблизно рівні, тому для простоти прирівнюємо один одному. Тоді формула для розрахунку тиску оливи в шатунних підшипниках від відцентрових сил набуде наступного простого остаточного вигляду:

$$P_{oc} = \rho R^2 n^2 (\pi^2 / 900). \quad (6.5)$$

Якщо прийняти середню величину радіуса кривошипу 0,05 м, то найпростіший розрахунок дасть орієнтовну величину тиску подачі оливи від відцентрових сил  $p_{oc} = 0,22 \text{ МПа}$  після відмови подачі оливи до корінних підшипників.

Справді, такий результат підтверджує відомі з практики випадки сильного пошкодження або навіть заклинювання корінних підшипників за відсутності пошкоджень у шатунних. Проте, пояснити деякі особливості несправності, в том числі випадки, коли пошкоджені всі підшипники, але різною мірою, дана теорія не може, оскільки не враховує впливу часу розвитку процесу на подачу оливи. Тобто формула (6.5) не враховує ряд важливих для експертної практики факторів. Наприклад, вона не дає можливості визначити, як довго зберігатиметься змащення шатунних підшипників після відмови подачі оливи, і

дозволяє дати лише попередню досить грубу якісну оцінку досліджуваному процесу.

## 6.2. Модель зміни тиску подачі оливи до підшипників після відмови системи мащення

Для більш точної оцінки всіх факторів, що впливають на подачу оливи до шатунних підшипників в аварійному режимі після відмови в системі мащення двигуна, слід розглянути схему пристрою мастильного каналу від корінної до шатунної шийки колінчастого валу. Ця схема максимально близька до реальної конструкції більшості колінчастих валів сучасних автомобільних ДВЗ (рис. 6.6).

Основна мета розрахунку може бути сформульована як визначення зміни тиску в мастильному каналі перед шатунним підшипником після відмови подачі оливи в головний мастильний канал (перед корінним підшипником). Для вирішення необхідно знайти масу стовпа оливи в мастильному каналі та координату його центру мас. Це дозволить обчислити як тиск у зоні мастильного отвору шатунного підшипника, а й зміна цього тиску за часом.

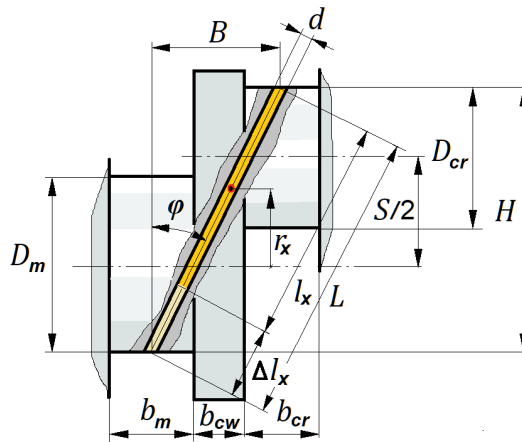


Рис. 6.6. Деталізована розрахункова схема подачі масла від корінної шийки до шатунної

З рис. 5.6 слідує очевидні геометричні співвідношення для осової ширини  $B$  мастильного каналу:

$$B = b_{cw} + \frac{1}{2}(b_{cr} + b_m), \quad (6.6)$$

де  $b_m$ ,  $b_{cr}$  – ширина корінної та шатунної шийок колінвала відповідно,  $b_{cw}$  – товщина противаги коленвала.

Для висоти  $H$  каналу запишемо:

$$H = \frac{1}{2}(D_{cr} + D_m + S), \quad (6.7)$$

де  $D_m, D_{cr}$  – діаметри корінної та шатунної шийок колінвала відповідно,  $S$  – хід поршня (подвійний радіус кривошипу колінвала).

Прийемо, що мастильний канал розташований у площині, яка проходить через осі шийок колінвала (у реальних конструкціях канал розташований не точно у площині осей шийок). Тоді його довжина  $L$  у 1-м му наближенні:

$$L = \sqrt{(H^2 + B^2)}, \quad (6.8)$$

а кут нахилу каналу:

$$\varphi = \arctg \frac{B}{H}. \quad (6.9)$$

Центр маси стовпа оливи (туди прикладена відцентрова сила) у каналі можна визначити, якщо задати висоту порожньої частини  $\Delta l_x$  каналу:

$$r_x = H - \frac{1}{2}D_m - \frac{1}{2}(H - \Delta l_x \cos \varphi), \quad (6.10)$$

або, з урахуванням (6.7):

$$r_x = \frac{1}{4}(D_{cr} - D_m + S + 2\Delta l_x \cos \varphi). \quad (6.11)$$

Очевидно, що довжина порожньої частини каналу і довжина стовпа оливи пов'язані один з одним через довжину каналу як  $\Delta l_x = L - l_x$  або  $l_x = L - \Delta l_x$ .

У двигунах минулих років випуску мастильний канал виготовляли за допомогою великої кількості технологічних операцій. Вони включали свердління наскрізного отвору від щоки шатунної шийки до його з'єднання з поперечними отворами в шатунних і корінних шийках [166], після чого отвір закривався заглушкою (рис.6.7).

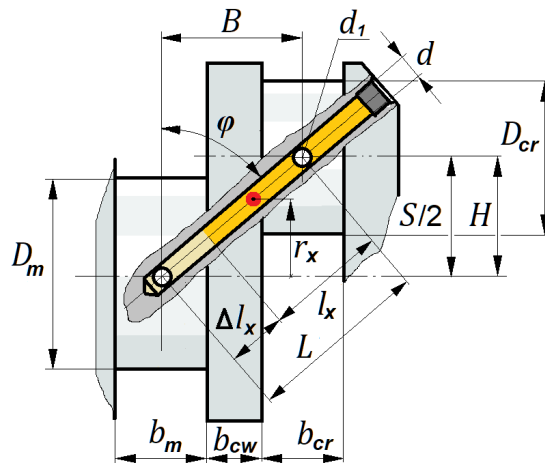


Рис. 6.7. Схема подачі масла от коренной шейки к шатунной в двигателях прошлых лет выпуска

Для такої схеми, очевидно,  $H = \frac{1}{2}S$ , а центр маси стовпа оливи в каналі:

$$r_x = H - \frac{1}{2}(H - \Delta l_x \cos \varphi) = \frac{1}{2}(H + \Delta l_x \cos \varphi), \quad (6.12)$$

або

$$r_x = \frac{1}{4}(S + 2\Delta l_x \cos \varphi). \quad (6.13)$$

При обертанні колінвала відцентрова сила виникає від маси стовпа оливи  $m_x$ , у мастильному каналі. Ця маса залежить від довжини стовпа та обчислюється за формулою (6.3).

Маса оливи в каналі не залишається постійною з плином часу, тому що олива після припинення подачі в корінний підшипник продовжує витікати з мастильного каналу в шатунний підшипник. Зміна маси оливи в одиницю часу при цьому буде в точності дорівнює його масовій витраті через шатунний підшипник, оскільки після відмови в мастильний канал нічого не надходить:

$$\frac{dm_x}{d\tau} = -G_{cr}. \quad (6.14)$$

де знак вказує на зменшення маси оливи при витіканні її з каналу.

Відповідно до зміни маси змінюється за часом і довжина стовпа оливи в каналі, оскільки ці величини пропорційні згідно з виразом (6.3). Тоді з (6.14) випливає, що:

$$\frac{dl_x}{d\tau} = \frac{4}{\pi \rho d^2} G_{cr}. \quad (6.15)$$

Якщо задати площу перерізу, який визначає витрату оливи в підшипнику  $f_{cr}$ , коефіцієнт витрати  $\mu$ , та перепад тиску в шатунному підшипнику  $\Delta p_{cr}$ , то витрата оливи  $G_{cr}$ , яка входить в рівняння (6.15), можна розрахувати за допомогою формули

$$G_{cr} = 2\mu f_{cr} \sqrt{2\rho \Delta p_{cr}}. \quad (6.16)$$

Визначення величин, що входять у вираження (6.16) для розрахунку витрати оливи в шатунному підшипнику, за відсутності експериментальних даних вимагає прийняття спрощених припущень. Основна проблема полягає в тому, що на відміну від відомих джерел з теорії підшипників ковзання [155, 157, 167], розрахунок не має проєктувальний характер, при якому визначається витрата оливи через підшипник на робочому режимі. У даному разі йдеться про перевірковий розрахунок, коли витрата оливи може бути свідомо менше розрахункового, зокрема, за меншого тиску подачі.

Виходячи з цього, в 1-му наближенні площа перерізу, яка визначає витрату масла в підшипнику, може бути обрана не як бічна площа підшипника, а як найменша площа прохідного перерізу каналу живлення. Це мінімальна площа прохідного перерізу для оливи, яка дорівнює площі, що відкривається вкладишем підшипника. У 1-му наближенні, без урахування ексцентриситету

валу, цю площу визначає половина діаметрального робочого зазору в підшипнику (який зазвичай близький до  $\delta_{cr} = 0,05$  мм і далі в цьому процесі прийнятий незмінним). Тобто:

$$f_{cr} = \frac{1}{2} \pi d \delta_{cr}. \quad (6.17)$$

Коефіцієнт витрати через цей отвір залежить від коефіцієнта гідравлічного опору перерізу  $\xi$ . Оскільки вплив кругового руху масла на надходження його в зазор невідомо, приблизно прийнято, що схема течії в перерізі, що розглядається, близька до закінчення з труби (канал) на плоский екран, який утворений вкладишем [168]. Тоді коефіцієнт витрати можна розрахувати за формулою

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}, \quad (6.18)$$

якщо прийняти  $\xi$  за даними [168] в діапазоні 1,5-2,5.

Деяка особливість полягає у розрахунку перепаду тиску подачі оливи  $\Delta p_{cr}$  у каналі перед шатунним підшипником. Перепад тиску у вихідному перерізі мастильного отвору підшипника дорівнює:

$$\Delta p_{cr} = p_{cr} - \Delta p_c - p_k, \quad (6.19)$$

де  $p_{cr}$  – тиск перед вихідним отвором, цей тиск повністю визначається геометрією колінвала і відцентровими силами, які діють на стовп оливи в каналі,  $\Delta p_c$  – втрати тиску при переході оливи з масляного каналу, що обертається, в обертовий з іншою кутковою швидкістю шар оливи в підшипнику [113],  $p_k$  – тиск у картері, яке може бути прийнято рівним атмосферному.

Втрати тиску при втіканні оливи з отвору в зазор можна розрахувати, але на робочому режимі [156, 168]. У цьому випадку при зниженні тиску і подачі відомі розрахункові моделі для  $\Delta p_c$  вимагають додаткової перевірки та експериментального підтвердження. Однак якщо втрати враховувати за допомогою коефіцієнта витрати через вихідний переріз мастильного отвору, при розрахунку перепаду тиску величину  $\Delta p_c$  в 1-му наближенні можна покласти рівною нулю.

Тиск перед вихідним отвором може бути знайдено за формулою (6.5), однак у реальному колінвалі канал нахилений, а відцентрова сила діє на стовп під кутом  $\varphi$  (рис.6.6, 6.7). Тому:

$$p_{cr} = \frac{m_x v_x^2}{f_x} \cos \varphi, \quad (6.20)$$

де  $v_x$  – окружна швидкість, звідки з урахуванням (5.3) та окружної швидкості стовпа рідини, що дорівнює:

$$v = \pi R n / 30, \quad (6.21)$$

де  $n$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ , виходить рівняння для розрахунку тиску від відцентрових сил у вигляді:

$$p_{cr} = \frac{\pi^2}{900} \rho r_x n^2 l_x \cos \varphi. \quad (6.22)$$

З вираження (6.22) тиск від відцентрових сил прямо пропорційно радіусу центру мас стовпа та його висоти (довжини).

Якщо підставити вираження (6.16) до рівняння (6.15) та врахувати формулу (6.22) для тиску, отримаємо рівняння для зміни довжини стовпа оливи у каналі у вигляді:

$$\frac{dl_x}{d\tau} = - \frac{4\delta_{cr}}{d\sqrt{\rho(1+\xi)}} \sqrt{2(p_{cr}-p_k)}. \quad (6.23)$$

Рівняння (6.23) є диференціальним рівнянням 1-го порядку, розв'язаним відносно похідної, виду

$$\frac{dl_x}{d\tau} = f(l_x), \quad (6.24)$$

яке описує процес зміни (зменшення) довжини стовпа оливи у мастильному отворі. Воно відбувається внаслідок закінчення оливи з отвору під дією відцентрової сили, яка прикладена до стовпа. Рішення рівняння (6.24) знаходиться, якщо задати крок за часом і початкові умови, якими, очевидно, є довжина стовпа в початковий момент часу, що дорівнює довжині каналу, тобто при  $\tau = 0$   $l_x = L$ . Найпростіше рівняння вирішується чисельно, наприклад, методом Ейлера або Рунге-Кутта, у якому розрахунок довжини стовпа кожному кроці робиться відповідна ітерація виду.

### 6.3. Моделювання пошкодження підшипника при відмові системи мащення

Як приклад було розглянуто завдання відмови системи мащення колінвала у 2-х типових автомобільних двигунів об'ємом 1,6-2,0 л з такими параметрами:  $D_m = 50$  мм,  $D_{cr} = 45$  мм,  $S = 84$  мм,  $b_m = 25$  мм,  $b_{cr} = 22$  мм,  $b_{cw} = 15$  мм. Розрахунок виконувався за кількох режимів роботи двигуна за частотою обертання колінвала для 2-х варіантів конструкції:

1) з діаметром каналу  $d = 5$  мм для схеми на рис.3.10, що відповідає сучасним конструкціям колінчастих валів,

2) з діаметром каналу  $d = 10$  мм з двома отворами  $d_1 = 5$  мм на шатунній шийці для схеми на рис.6.7, що відповідає конструкції колінчастих валів двигунів минулих років випуску.

Результати розрахунку представлені у табл.6.1, а також на рис. 6.8 і 6.9, де добре видно, що змащення шатунних шийок колінчастого валу, дійсно, пропадає після відмови системи змащення двигуна з певною затримкою.

Тривалість затримки залежить від конструкції та розмірів мастильного каналу, а також від частоти обертання колінвала.

Табл. 6.1. Результати розрахунку роботи системи мащення двигунів на різних режимах роботи

Режим роботи, $\text{хв}^{-1}$	1000	2000	3000	4000	5000	6000
Час роботи до початку пошкоджень шатунних підшипників, с						
Сучасні ДВЗ (рис.6)	6	3	2	-	-	-
ДВЗ минулих років (рис.7)	14	7,5	4,5	3,5	3	2,5
Максимальний тиск подачі оливи в шатунні підшипники від відцентрових сил, МПа						
Сучасні ДВЗ (рис.6)	0,107	0,126	0,160	-	-	-
ДВЗ минулих років (рис.7)	0,103	0,111	0,125	0,145	0,170	0,20

Привертає увагу той факт, що режими поблизу режиму холостого ходу ( $1000 \text{ хв}^{-1}$ ), забезпечують при невеликому тиску подачі максимальну тривалість змащення шатунних підшипників. Загальний час, протягом якого в шатунні підшипники надходить олива, що залишилося в мастильному каналі колінчастого валу після припинення подачі оливи до корінних підшипників, ілюструє рис. 6.10.

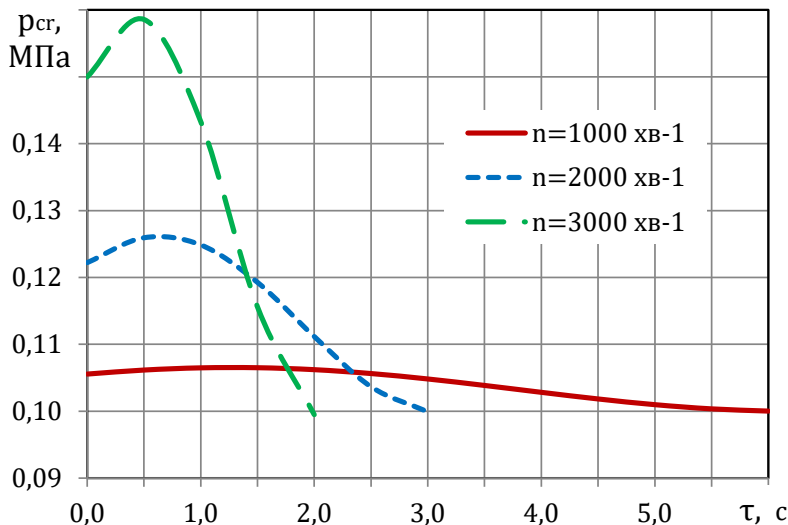


Рис. 6.8. Зміна тиску оливи в мастильному каналі колінвала, зображеному на рис.6.6, за часом після відмови подачі оливи в залежності від режиму роботи двигуна

Виконаний розрахунок показує, що при аварійному припиненні подачі оливи до корінних підшипників шатунні не залишаються відразу без змащення,

оскільки деякий час тиск оливи в них забезпечується дією відцентрових сил. Величина тиску від відцентрових сил, що діють на стовп оливи в мастильному отворі, досягає 0,2 МПа, що може бути достатньо для нормальної роботи підшипника. При невеликих навантаженнях тиск подачі зберігається протягом обмеженого часу – поки олива не буде повністю видавлене з мастильного отвору в шатунний підшипник.

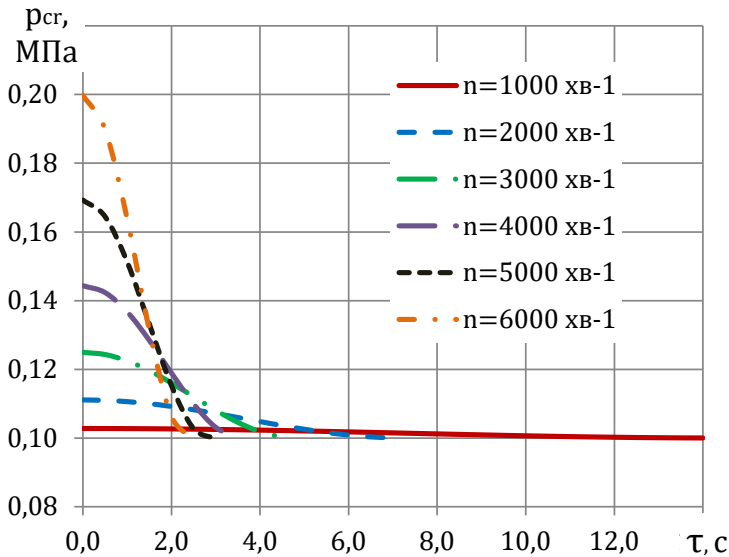


Рис. 6.9. У колінвала двигуна старої конструкції (рис.5.7) коштом збільшеного діаметра каналу та його більшого нахилу тиск подачі після відмови системи мащення нижче, але подача оливи до шатунних підшипників триває довше

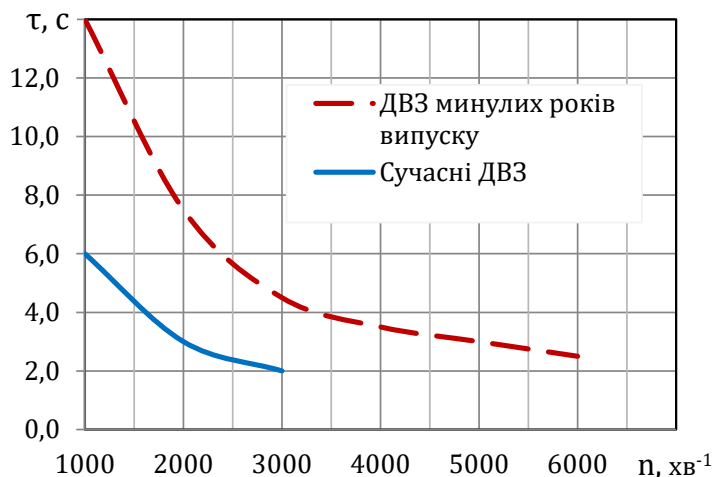


Рис. 6.10. Загальний час подачі оливи до шатунних підшипників після відмови подачі оливи до колінчастого валу в залежності від режиму роботи ДВЗ

Очевидно, можна припустити, що на режимі малих навантажень та частот обертання шатунний підшипник зберігає працездатність, доки є подача оливи. Тоді рис.6.10 показує максимальний час з моменту відмови до зупинки двигуна за умови відсутності пошкодження шатунних підшипників – воно лежить в межах 2-16 с. залежно від конструкції та режиму роботи двигуна.

Якщо виходити з таких особливостей роботи шатунних підшипників, є всі підстави вважати, що саме наявністю відцентрових сил можна пояснити відомі у практиці дослідження причин несправностей суттєві відмінності у пошкодженнях корінних та шатунних підшипників. Йдеться про випадки, коли заклинювання колінчастого валу в корінних підшипниках не супроводжується будь-яким пошкодженням шатунних.

Це дозволяє пояснити деякі відомі з експертних досліджень факти. Наприклад, відмова подачі оливи зазвичай супроводжується спрацьовуванням сигналізатора недостатнього тиску оливи. Якщо така відмова відбувається на великій частоті обертання, серйозні пошкодження всіх підшипників колінчастого валу закономірні, особливо на двигунах сучасних конструкцій. Навпаки, на малих частотах обертання водій має час для реакції на відмову та своєчасну зупинку двигуна, у такому разі шатунні підшипники можуть не отримати пошкоджень.

## ВИСНОВКИ

Розроблена проста термогазодинамічна модель для розрахунку робочого процесу двигуна внутрішнього згоряння в режимі холодного прокручування при вимірюванні компресії. Модель покроково описує процеси в циліндрі, враховує реальний характер процесів впуску-випуску, витоку повітря через пару деталей і теплообмін зі стінками.

Для перевірки розробленої моделі виконано контрольне математичне моделювання та проведено порівняння отриманих результатів з відомими експериментальними даними щодо осцилографування тиску в циліндрі при холодному прокручуванні. При аналізі точності та верифікації моделі встановлено, що модель має збіжність за тиском і температурою до 1%, що після налаштування моделі дозволило отримати форму діаграми тиску в циліндрі, включаючи характерну компенсаційну кишеню на кривій, що відповідають досвідченим даним.

За допомогою моделювання знайдено основні закономірності зміни компресії від режимів, характеру пошкодження сполучених деталей клапанного механізму та циліндро-поршневої групи, величини витоку та температури двигуна. Встановлено, що теплові втрати знижують компресію приблизно на 8%, а при збільшенні частоти холодного прокручування зі 150 до 450 хв<sup>-1</sup> величина компресії може зрости вдвічі. В результаті модель дозволяє ввести поправку до будь-яких показань компресометра, якщо відома частота обертання, при якій виконувався тест, і тим самим виключити вплив експлуатаційних факторів на результати вимірювань. Ці властивості моделі роблять її застосування ефективним при діагностиці та моніторингу технічного стану двигунів в експлуатації.

Проведене дослідження вперше показало, що довговічність двигуна внутрішнього згоряння може залежати не лише від ефективності фільтрації повітря та зносостійкості деталей, а й від конструкції впускної системи. Розроблена модель 2-фазного перебігу повітря з пилом у впускних каналах описує механізм несправності, при якій більше ніж 85% частинок, що надходять, локально концентрується прямо по потоку. Це допомагає встановити причину нерівномірного локального абразивного зносу деталей циліндро-поршневої групи та клапанного механізму в окремих циліндрах ДВС при деяких видах експлуатаційних пошкоджень. Моделі, які побудовані на основі опису руху одиначної частинки та за допомогою методу кінцевих обсягів, реалізованого в програмі ANSYS, дозволяють пояснити перерозподіл пилу у впускному колекторі. Встановлено, що внаслідок центрифугування пилу

найдалший по потоку канал впускної системи навіть при нормальному стані повітряного фільтра ресурс двигуна може бути знижений в кілька разів.

Результати моделювання показують, що внаслідок неминучого надходження абразивних частинок у впускну систему розрахункові моделі на основі гіпотези "чистого" повітря упускають центрифугування і перерозподіл абразивних частинок у впускних каналах, що розгалужуються. Навпаки, облік перерозподілу частинок каналами впускної системи необхідний як із проектування нових, і при модернізації двигунів, що вже випускаються, зокрема, для уточнення регламенту їх обслуговування, з метою недопущення різкого зниження довговічності внаслідок локального абразивного зносу. На підставі отриманих даних зазначені основні конструктивні та експлуатаційні способи зниження перерозподілу частинок та усунення абразивного локального зносу.

За результатами дослідження встановлено, що локальний абразивний знос фактично є ще одним механізмом зносу, який залежить від кількості та розмірів частинок, що проходять через повітряний фільтр, від конфігурації системи впуску і режимів роботи двигуна. Цю особливість впливу частинок необхідно також враховувати під час проведення експертних досліджень технічного стану з метою правильного визначення причин несправностей у разі порушення умов експлуатації.

При використанні стандартної програми розрахунку циклу двигуна внутрішнього згоряння Lotus Engine Simulation розроблена модель локального пошкодження деталей шатунно-поршневої групи при стисканні повітря з рідиною та модель деформації стрижня шатуна при попаданні рідини в циліндр ДВЗ (гідроудар). Отримано залежність величини деформації шатуна від коефіцієнта заповнення камери згоряння рідиною. Розрахунковим шляхом за допомогою методу кінцевих елементів у програмі ANSYS проведено моделювання напружено-деформованого стану та отримані дані, що раніше відсутні, про те, що деформація шатуна з втратою стійкості стрижня виникає при мінімальному заповненні камери згоряння рідиною на 80%. Це відповідає осьовій деформації стрижня близько 0,5 мм. При подальшому стисканні поздовжній вигин стрижня шатуна кратно збільшується і становить величину, вдвічі більшу за осьову деформацію. Далі зі зростанням кількості рідини в межах до 110% об'єму камери згоряння деформація шатуна зростає, але загалом не перешкоджає працездатності ДВЗ. Однак при відносному заповненні камери рідиною понад 110-120% двигун після гідроудару може відразу заклинити та стати непрацездатним через надмірну деформацію шатуна.

За допомогою моделювання також встановлено, що величина деформації поршневого пальця при перевантаженні внаслідок гідроудару значно

перевищує допустимий зазор 0,02 мм у поєднанні пальця-поршень, з напругою в середині пальця, близьким до 700 МПа. Це викликає різке зростання тертя у поєднанні з поршнем і питомого тиску спідницю поршня до 7,2 МПа, тобто більш ніж 2,8 раза. Фактично запропонована модель дозволяє об'єктивно оцінити залишкову деформацію деталей двигуна, дає досить повну та об'єктивну картину процесу деформації та руйнування деталей двигуна при гідродарі, а також дозволяє пояснити комплексне руйнування не тільки шатуна, а й спідниці поршня та поршневого пальця.

Виконане моделювання відмови системи охолодження ДВЗ дозволило об'єктивно відтворити механізм виникнення несправності при локальному пошкодженні камери згоряння циліндра двигуна у вигляді плавлення стінок, появи тріщин, випадання сідел. Встановлено час початку виникнення цих несправностей – після 10-20 секунд роботи двигуна в аварійному режимі перегріву. При цьому поршні в циліндрах одержують незначні термічні пошкодження, а датчик температури охолоджувальної рідини не встигає відстежити перегрів двигуна і дати водієві можливість запобігти несправності.

Виконано моделювання локального термічного пошкодження впускного клапана при відмові системи регулювання фаз газорозподілу. При використанні стандартної програми розрахунку циклу двигуна внутрішнього згоряння Lotus Engine Simulation встановлено, що зростання температури головки клапана може досягати 100°C щодо робочої температури на режимах повного відкриття клапана лише коштом зменшення тривалості фази впуску та висоти підйому клапана. Таке локальне зростання температури може призвести до термічної деформації (повзучості) впускного клапана та відмови двигуна.

Моделювання відмови в системі мастила для типових конструкцій колінчастих валів показує збереження подачі масла до шатунних підшипників протягом часу, що залежить від конструкції та режиму роботи двигуна і може становити до 10 секунд. Це дозволяє отримати ключову інформацію для цілого ряду практичних випадків при визначенні причини несправності та пояснити різницю в умовах мастила та у ступеня пошкодження корінних та шатунних підшипників при аварійних випадках порушення подачі олії.

Результати виконаних досліджень, включаючи розроблені моделі, можуть бути використані на практиці щодо причин несправностей двигунів різних типів, а їх застосування в експертних дослідженнях дозволяє підвищити точність і об'єктивність експертних висновків.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

До розділів 1 та 2

1. MAHLE. Piston and Engine Testing. Stuttgart, Vieweg Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012. 284 p.
2. Gilles T. Automotive Engines: Diagnosis, Repair and Rebuilding, 6th Edition. Delmar, Cengage Learning, 2011. 734.
3. Denton T. Advanced Automotive Fault Diagnosis. Second edition. Elsevier Butterworth-Heinemann. Linacre House, Jordan Hill, Oxford, 2006. 271.
4. Maurya R.K. Reciprocating Engine Combustion Diagnostics In-Cylinder Pressure Measurement and Analysis. Springer Nature Switzerland AG, 2019. 616.
5. Halderman J.D. Automotive Technology. Principles, Diagnosis, and Service. Fourth edition. New Jersey, Pearson Education, Inc., 2012. 1652.
6. Pressure School. Part 2: A Running Diagnosis by Pico Technology. Garage Lube. Available at: <https://www.garagelube.com/online-training/pressure-school-part-2-running-diagnosis/>.
7. Pressure School. Part 1: Introduction to the Pressure Transducer by Pico Technology. Garage Lube. Available at: <https://www.garagelube.com/online-training/pressure-school-part-1-introduction-pressure-transducer/>.
8. Сараєва І.Ю. Вдосконалення методу діагностики циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля / І.Ю. Сараєва, М.В. Мілентьев // ВІСНИК ЖДТУ. - 2018. - № 2 (82). - С.136-142. DOI: [https://doi.org/10.26642/tn-2018-2\(82\)-136-142](https://doi.org/10.26642/tn-2018-2(82)-136-142)
9. Martyr A.J., Plint M.A. Engine Testing. Theory and Practice. Third edition. Oxford, Elsevier Ltd., 2007. 442.
10. Witkowski K. The issue of the indicator diagram analysis for the purpose of diagnosis of marine diesel engines. Journal of KONES Powertrain and Transport, 2015, Vol. 22, No. 2, 293-298. DOI: 10.5604/12314005.1165456.
11. Martyr A.J., Rogers D.R. Engine Testing. Electrical, Hybrid, IC Engine and Power Storage Testing and Test Facilities. Fifth Edition. Oxford, Elsevier Ltd., 2021. 722.
12. Burrows J.A. An investigation into the cold start performance of automotive diesel engines. Thesis submitted to the University of Nottingham for the degree of Doctor of Philosophy. Nottingham, 1998. 224.
13. Pacaud P., Perrin H., Laget O. Cold Start on Diesel Engine: Is Low Compression Ratio Compatible with Cold Start Requirements? SAE

- International Journal of Engines, April 2008. 20. DOI: <https://doi.org/10.4271/2008-01-1310>.
14. Roberts A., Brooks R., Shipway Ph. Internal combustion engine cold-start efficiency: A review of the problem, causes and potential solutions. *Energy Conversion and Management*, 82 (2014), 327–350. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.002>.
  15. Reißig M. Modeling the Cold Start Process of Spark Ignition Engines. Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.) der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock. Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock, 2012. 133.
  16. Stotsky A.A. *Automotive Engines. Control, Estimation, Statistical Detection*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 2009. 215.
  17. Хрулев О.Е. Розробка математичних критеріїв оцінки якості діагностування циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля / О. Е. Хрулев, І. Ю. Сараєва, О. М. Воробйов // *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. – 2022. – №. 22. – С. 92–103. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.22.0.10>
  18. Хрулев О.Е. Цифрова діагностика для визначення герметичності камери згоряння двигуна автомобіля / О. Е. Хрулев, І. Ю. Сараєва, А. Н. Воробьев, Д. П. Себко // *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. – 2020. – №18. – С. 52-64. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2020.18.0.52>
  19. Pszczółkowski, J. The model for cylinder charge parameters during engine starting. *Combustion Engines*. 2022, 188(1), 60-66. DOI: <https://doi.org/10.19206/CE-142029>.
  20. Bellér, G., Árpád, I., Kiss, J.T., Kocsis, D. (2021). AVL Boost: a powerful tool for research and education. *Journal of Physics: Conference Series*, 1935 (1), 012015. 9. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1935/1/012015>.
  21. Cordon, D., Dean, Ch., Steciak, J., Beyerlein, S. (2007). One-Dimensional Engine Modeling and Validation using Ricardo WAVE. Final Report KLK434-B, N07-09. National Institute for Advanced Transportation Technology, University of Idaho. 45. Available at: [https://www.academia.edu/18805887/ONE\\_DIMENSIONAL\\_ENGINE\\_MODELING\\_AND\\_VALIDATION\\_USING\\_RICARDO\\_WAVE](https://www.academia.edu/18805887/ONE_DIMENSIONAL_ENGINE_MODELING_AND_VALIDATION_USING_RICARDO_WAVE).
  22. Borowski, G., Ghazal, O. (2019). Use of Water Injection Technique to Improve the Combustion Efficiency of the Spark-Ignition Engine: A Model Study. *Journal of Ecological Engineering*, 20 (2), 226–233. DOI: <https://doi.org/10.12911/22998993/99689>.

23. Magdas, V. B., Mastan, D. C., Burnete, N. (2020). Simulation possibilities of the internal combustion engine management elements using Lotus Engine Simulation software. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 997 (1), 012121. 11. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/997/1/012121>.
24. Ferguson, C.R., Kirkpatrick A.T. *Internal combustion engines: Applied thermosciences*. Third edition. Chichester, John Wiley & Sons, Ltd., 2016. 459.
25. Medina A., Curto-Risso P.L., Hernández A.C., Guzmán-Vargas L., Angulo-Brown F., Sen A.K. *Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines. From Thermodynamic Optimization to Cyclic Variability*. Springer-Verlag, London, 2014. 195.
26. Blair G.P. *Design and Simulation of Four-Stroke Engines*. Warrendale, Society ofAutomotive Engineers, Inc., 1999. 815.
27. Gupta, H. N. (2012). *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. PHI Learning Pvt. Ltd., 676.
28. Kalikatzarakis M., Coraddu A., Theotokatos G. and Oneto L. Development of a zero-dimensional model and application on a medium-speed marine four-stroke diesel engine. *Proceedings of MOSES2021 Conference. 3rd International Conference on Modelling and Optimisation of Ship Energy Systems*, 19-21 May 2021. 11. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/352119154>.
29. Fygueroa S., Villamar C. and Fygueroa O. Thermodynamic Study of the Working Cycle of a Direct Injection Compression Ignition Engine. *Internal Combustion Engines. Second Edition*. Edited by K. Lejda and P. Woś. IntechOpen, 2016, 75-112. DOI: <http://dx.doi.org/10.5772/50028>.
30. Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition*. New York, McGraw-Hill Education, 2018. 1056.
31. Kastner L.J., Williams T.J., and White J.B. Poppet Inlet Valve Characteristics and their Influence on the Induction Process. *Proc. Instn. Mech. Engrs*, 1963-64, Vol.178, Pt.I, No. 36, 955-975. DOI: <https://doi.org/10.1177/0020348363178001137>.
32. Khrulev A. Analysis of pneumatic catapult launch system parameters, taking into account engine and UAV characteristics. *Advanced UAV*, 2023, 3 (1), 10–24. Available at: <https://publish.mersin.edu.tr/index.php/uav/article/view/1045>
33. Lanlege D.I., Kehinde R., Sobanke D.A., Garba U.M. Comparison of Euler and Range-Kutta methods in solving ordinary differential equations of order two and four. *Leonardo Journal of Sciences*, 2018, issue 32, 10-37. Available

at: [https://www.researchgate.net/publication/331993886\\_Comparison\\_of\\_Euler\\_and\\_Runge-Kutta\\_methods\\_in\\_solving\\_ordinary\\_differential\\_equations\\_of\\_order\\_two\\_and\\_four](https://www.researchgate.net/publication/331993886_Comparison_of_Euler_and_Runge-Kutta_methods_in_solving_ordinary_differential_equations_of_order_two_and_four).

34. Сараєва І.Ю. Удосконалення процесу діагностування циліндро-поршневої групи та герметичності клапанів бензинового двигуна автомобіля. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Спеціальність 05.22.20. Національний аерокосмічний університет ім.Н.С.Жуковського "Харківський авіаційний інститут", Харків, 2006. - 262 с.
35. A. Khrulev, S. Dmitriev. Study of the conrod deformation during piston interaction with liquid in the internal combustion engine cylinder. Journal of Mechanical Engineering and Sciences, 2019, Volume 14, Issue 2, pp. 6557-6569. DOI: <https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515>.

До розділу 3

36. Khrulev A., Saraev O. Devising a model of the airflow with dust particles in the intake system of a vehicle's internal combustion engine. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2021, 2/1 (110), pp. 61–69. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.230113>.
37. Khrulev A.E., Saraiev O.V. Local Abrasive Wear in Automobile Internal Combustion Engines. Chisinau: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2021. 70 p. ISBN: 978-620-4-72743-1.
38. Bosch Automotive Handbook. 9th Edition. Stuttgart, Robert Bosch GmbH, 2014. 1544 p.
39. Donaldson. Engine Air Filtration for Light, Medium, & Heavy Dust Conditions. Air Cleaners, Pre-cleaners & Inlet Hoods, Rubber Adapters/Elbows, Filter Indicators, Mounting Bands. Donaldson Company, Inc., 2020. 307 p. Available at: <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/engine-hydraulics-bulk/catalogs/air-intake/north-america/F110027-ENG/Air-Intake-Systems-Product-Guide.pdf>. 20.04.2023.
40. Stachowiak G.W. Engineering Tribology. 3rd ed. / G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, ed. Oxford, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. 482 p.
41. Ludema K.C. Friction, wear, lubrication: A textbook in tribology. Boca Raton, CRC Press, 1996. 261 p.
42. Durst M., Klein G.–M., Moser N. Automotive Filtration. Basics and examples of air, oil and fuel filtration. Landsberg/Lech: Verlag modern industrie, 2002. 120 p.

43. Von Durst, M., Klein, G.M., Moser, N. Filtration in Fahrzeugen: Grundlagen und Beispiele zur Luft-, Öl- und Kraftstofffiltration Verlag moderne industrie, Gebundene Ausgabe, 2002. 94 p.
44. Hutten I. Handbook of Non-Woven Filter Media. Elsevier Science & Technology Books, 2007. 473 p.
45. MS Motorservice. Technical Filter Brochure. MS Motorservice International GmbH, Neuenstadt., 2014. 47 p. Available at: <https://mam.rheinmetall-automotive.com/mc/epaper?guid=14c0224fff44e62c>. 20.04.2023.
46. Trautmann, P., Durst, M., Pelz, A., Moser, N. High performance nanofibre coated filter media for engine intake air filtration. AFS 2005 Conference and Expo., 2005. 9 p. URL: <https://www.researchgate.net/publication/292649030>.
47. Sutherland K. Filters and Filtration Handbook. Oxford, Elsevier Ltd., 2008. 523 p.
48. Filter technical brochure. Service Tips and Info. MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, 2010. 40 c.
49. Filters. Catalogue. MS Motor Service Neuenstadt, MS Motor Service International GmbH, 2014. 1012 p.
50. Perlmutter B. Solid-Liquid Filtration: Practical Guides in Chemical Engineering. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2015. 136 p.
51. Dziubak T., Dziubak S.D. Experimental Study of Filtration Materials Used in the Car Air Intake. Materials, 2020, 13, 3498. 20 p. DOI: <http://doi.org/10.3390/ma13163498>.
52. Perlmutter B. Solid-Liquid Filtration: Practical Guides in Chemical Engineering. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2015. 136 p.
53. Ferguson C.R., Kirkpatrick A.T. Internal Combustion Engines. Third Edition. Chichester, John Wiley & Sons, Ltd., 2016. 460 p.
54. Hoag K., Dondlinger B. Vehicular Engine Design. 2d Edition. Vienna, Springer Vienna, 2016. 386 p.
55. Lakshminarayanan, P.A., Nayak, N.S. Critical component wear in heavy duty engines. John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd., 2011. 424 p.
56. Van Basshuysen R. Internal Combustion Engine. Basics, Components, Systems, and Perspectives / R. Van Basshuysen, F. Schäfer. Warrendale, SAE International, 2004. 812 p.
57. Yamagata, H. The science and technology of materials in automotive engines, Woodhead Publishing Limited, Cambridge, England, 2005. 318 p.
58. Rahnejat, H. Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain: Fundamentals, Applications and Future Trends. Woodhead Publishing, 2010. 1018 p.

59. Almeida, A.L, Azevedo, E.V., Yoshino, F.J., Oliveira, M.J., Trindade, W.R. (2017). Increase of engine air filter elements service interval for medium and heavy duty vehicles by means of air induction system design optimization. XXV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva., 9 p. DOI: <http://doi.org/10.5151/engpro-simea2017-30>.
60. Zhang, P., Duan, J., Chen, G., Wang, W. Numerical Investigation on Gas-solid Flow in a Circumfluent Cyclone Separator. *Aerosol Physics and Instrumentation*, 2019, 19, 5, pp. 971–980. DOI: <http://doi.org/10.4209/aaqr.2018.05.0197>.
61. Tang, Z., Yu, L., Wang, F., Li, N., Chang, L., Cui, N. Effect of Particle Size and Shape on Separation in a Hydrocyclone. *Water*, 2019, 11, 16, 19 p. DOI: <http://doi.org/10.3390/w11010016>.
62. Pulkrabek W.W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. New Jersey, Prentice Hall, 1997. 411 p.
63. Dziubak, T. Operational properties of performance engine intake air cleaners. *Combustion Engines*, 2018, 172(1), pp. 25-34. DOI: <https://doi.org/10.19206/CE-2018-103>
64. Han S., Kim J., Ko S.H. Advances in air filtration technologies: structure-based and interaction-based approaches. *Materials Today Advances*, 2021, 9(4). 13 p. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.mtadv.2021.100134>.
65. King R.P. *Modeling and Simulation of Mineral Processing Systems*. Butterworth-Heinemann, Woburn, 2001. 403 p.
66. Malmborg P. Engine air filter requirements. How different running conditions affect service life. Karlstad, Karlstads Universitet, 2019. 40 p.
67. Sukhpure K., Burns A., Mahmud T., Spooner J. CFD Modelling and Validation of Head Losses in Pipe Bifurcations. Slovenia, 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 2017, pp. 489–494.
68. Matoušek V. *Flow Mechanism of Sand-Water Mixtures*. Delft, Delft University Press, 1997. 258 p.
69. Rudinger G. *Fundamentals of Gas Particle Flow*. Elsevier, 2012. 156 p.
70. Khrulev A. Internal combustion engines: Fault expertise and analysis. In 2 vol. V.2. Practical determination of fault causes. Chisinau, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2023. 562 p. ISBN: 978-620-6-15367-2.
71. ANSYS Free Student Software Downloads. ANSYS, Inc., 2019. Available at: <https://www.ansys.com/academic/free-student-products>. 20.10.2019.
72. ANSYS. *Theory Reference. Release 5.6 / Edited by Peter Kohnke, Ph.D.* ANSYS Inc., Canonsburg, PA 15317, 1999. 1286 p.

73. Rebollo, T.Ch., Lewandowski, R. *Mathematical and Numerical Foundations of Turbulence Models and Applications*. Springer, 2014. 517 p.
74. Isermann, R. *Combustion Engine Diagnosis: Model-based Condition Monitoring of Gasoline and Diesel Engines and their Components*. Springer-Verlag, 2017. 303 p.

До розділу 4

75. Хрулев О.Е. Методика складання і використання історії транспортних засобів при дослідженні їх технічного стану в задачах визначення причин пошкоджень вузлів і агрегатів. КНДІСЕ. Криміналістика і судова експертиза. Розділ 7. Судова товарознавча експертиза. - Вип. 65. - 2020. - С. 594-605. DOI: <https://doi.org/10.33994/kndise.2020.65.59>
76. Khrulev A., Dmitriev S. Study of the conrod deformation during piston interaction with liquid in the internal combustion engine cylinder. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 2019. Volume 14, Issue 2, pp. 6557-6569. DOI: <https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515>.
77. Dubey A.M., Mohta L. A. Design and Analysis of Connecting Rod with Mass Optimization. *International Journal for Scientific Research & Development*, 2017. 4 (11), pp. 548-552.
78. Nagaraju K.L., Chandan R. Buckling Analysis Of Connecting Rod. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 2016. 03(08), pp. 1358–1361.
79. Greuter, E., Zima, S. *Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes*. SAE International, 2012. 582 p.
80. Khrulev A. Internal combustion engines: Fault expertise and analysis. In 2 vol. V.1. *Methods and means of expert research*. Chisinau, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2023. 429 p. ISBN: 978-620-6-15137-1.
81. Strozzi, A., Baldini, A., Giacomini, M., et al. (2015). A repertoire of failures in connecting rods for internal combustion engines, and indications on traditional and advanced design methods. *Engineering Failure Analysis*. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.034>.
82. Хрулев О.Е. Моделювання пошкодження шатуна при надходженні рідини в циліндр ДВЗ / О. Е. Хрулев // *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. – 2020. – №17. – С. 5-18. DOI: <http://dx.doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.17.0.5>.
83. *Engine Failure Analysis and Tips Job Aid. Guide to Preventing Repeat Engine Failures*. Version 1.0. Detroit, FORD Motor Company, 2013. 24 p.

84. Kumar P.S., Kumar K. Buckling Analysis and Shape Optimization of Connecting Rod using FEA. REST Journal on Emerging trends in Modelling and Manufacturing, 2016. 2(2) , pp. 44–50.
85. Shenoy P.S., Fatemi A. Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods. J.Mechanical Engineering Science. Proc.IMEchE. 2006, 220(C). pp. 615–624. DOI: <https://doi.org/10.1243/09544062JMES105>.
86. Bedse D.S. Design Evaluation of Connecting Rod. International Journal of Recent Engineering Research and Development, 2017. 02 (07), pp. 203-213.
87. Khrulev A.E., Dmitriev S.A. Some aspects of influence of the connecting rod design on the output parameters of high-speed internal combustion engines. Problems of Friction and Wear, 2020, №1(86), pp. 23-37. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(86\).144855](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(86).144855).
88. Frățița M., Uzuneanu K., Balanescu D.T. About I-beam versus H-beam connecting rod design using Inventor Autodesk 2018. The 8th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 444 (072008). 8 p. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/444/7/072008>.
89. Gunjal N.U., Shinde V.B. Analysis of Connecting rod using Reverse Engineering method and modify the design using polynomial curve. International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education, 2016, 2 (4), pp. 467-474.
90. Haider A.A., Kumar A., Chowdhury A., Khan M., Suresh P. Design and Structural Analysis of Connecting Rod. International Research Journal of Engineering and Technology, 2018, 05(05), pp. 282–285.
91. Jayaprakash V., Rohit A.K., Srinivas Ch. Non Linear Analysis of Diesel Engine Connecting Rod. International Journal of Trend in Scientific Research and Development, 2018, 2 (6), pp. 478–488.
92. Manda M., Kola R., Karunakarreddy K. Modal Analysis of a Connecting Rod using ANSYS. International Journal of Mechanical Engineering, 2017, 4 (4), pp. 30-35.
93. Mohammed M.N., Omar M.Z., Sajuri Z. Failure Analysis of a Fractured Connecting Rod. Journal of Asian Scientific Research, 2011, V.2, pp. 737–741.
94. Mohankumar D., Rakesh L. Design and Analysis of a Connecting Rod. International Journal of Pure and Applied Mathematics, 2017, 116 (15), pp. 105-108.
95. Nagaraju K.L., Chandan R. Buckling Analysis Of Connecting Rod. International Research Journal of Engineering and Technology, 2016, 03(08), pp. 1358–1361.

96. Shenoy P.S. Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod. Toledo, The University of Toledo, 2004, 188 p.
97. Magdas V.B., Mastan D. C., Burnete N. Simulation possibilities of the internal combustion engine management elements using Lotus Engine Simulation software. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2020, 997. 11 p. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/997/1/012121>.
98. Magopets S.O., Krasota M.V., Bevs O.V., Shepelenko I.V., Matvienko O.O. Automobile engines. Thermal, kinematic and dynamic calculation of the engine using the MathCAD program. Kirovohrad, KNTU, 2014. 82 p.
99. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія. За ред. А.П. Марченка. - Харків: НТУ ХПІ, 2008. – 488 с.
100. Ganesan V. IC Engines. Fourth Edition. New Delhi, Tata McGraw Hill Education Private Limited, 2012. 730 p.
101. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals (McGraw–Hill Series in Mechanical Engineering). New York, McGraw–Hill, Inc., 1988. 930 p.
102. Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння / В.Ф.Шапко. – Харків: Точка, 2014. – 148 с.
103. Гащук П.М. Моделювання теплообмінних процесів, що перебігають в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння / П.М. Гащук, С.В. Нікіпчук // Пожежна безпека. - №33. - 2018. - С.15-34. DOI: <https://doi.org/10.32447/20786662.33.2018.03>
104. Левтеров А.М. Чисельне моделювання робочого циклу дизеля з безпосереднім упорскуванням. Прогнозування емісії сажі та оксидів азоту. / А.М. Левтеров, Л.І. Левтерова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №5 (979). – С. 141-155.
105. Duleba V. Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools. Transfer inovacii, 2014, No. 30, pp. 48-52.
106. Lotus Engineering Software (LESOFT). Group Lotus PLC, 2019. Available at: <http://www.lesoft.co>. 20.10.2019.
107. Kumar R., Saxsena N., Singh A. Finite Element Analysis of Connecting rod for Internal Combustion Engines: A Review. International Research Journal of Engineering and Technology, 2017, 04(02), pp. 1699–1702.
108. Gere J.M. Mechanics of Materials. 6th Edition. Belmont, Brooks/Cole – Thomson Learning, 2004. 940 p.

109. Писаренко Г.С. Опір матеріалів. 2-ге вид. / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський; За ред. Г.С.Писаренка. - К.: Вища шк., 2004. - 655 с.
110. Lemonis M.E. Moments of Inertia. Reference Table. Calculation Tools & Engineering Resources, 2020. Available at: <https://calcresource.com/moments-of-inertia-table.html>. 17.11.2021.
111. Косенко В.А. Матеріали та матеріалознавство в автомобільному транспорті / В.А. Косенко, Н.Ф. Кущевська, О.Г. Добровольський, В.В. Малишев. - К.: Університет "Україна", 2015. - 314 с.
112. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов, за ред. проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 491 с.
113. MAHLE. Piston and Engine Testing. Stuttgart, Vieweg Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012. 284 p.
114. Хрулев О.Е. Розрахункова модель процесу стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ / С. О. Дмитрієв, О. Е. Хрулев // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». – 2020. – №1 (46). – С.416-426. DOI: <https://doi.org/10.33744/2308-6645-2020-1-46-416-426>.
115. Zhiwei Yu., Xiaolei X., Hongxin D. Failure analysis of a diesel engine piston–pin. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(1), pp. 110-117. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2005.12.004>.
116. Khrulev A., Saraev O. Building a mathematical model of the destruction of a connecting rod-piston group in the car engine at hydraulic lock. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2022, 3/7 (117), pp. 40–49. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.259454>.
117. Abu-Nada E., Al-Hinti I., Al-Sarkhi A., Akash B., Effect of Piston Friction on the Performance of SI Engine: A New Thermodynamic Approach. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008, 130 (2), pp. 1-8. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2795777>.
118. Kozuba J., Wieszała R., Mendala J., Roszak M., Pakieła W. Selected tribological parameters for silumin alloy used for engine piston. Archives of Materials Science and Engineering, 2021, Vol.107, Issue 2, pp. 64-71. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.0243>.
119. Петко І.В. Розрахунок та конструювання електромеханічних пристроїв: навчальний посібник / І.В. Петко, М.Й. Бондаренко, В.В. Кострицький. – К.: КНУТД, 2016. – 328 с.

120. Герасимчук О.М. Розрахунок та вибір посадок з натягом. Електронне навальне видання. Київ, Політехника, 2010. – 26 с.
121. Хрулев О.Е. Деякі аспекти підвищення вихідних параметрів ДВЗ при модернізації в умовах серійного виробництва / С.О.Дмитрієв, О.Е.Хрулев // Двигуни внутрішнього згоряння. - 2019. - №1. - С.63-72. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2019.1.10>
122. Alawadhi E.M. Finite Element Simulations Using ANSYS. Boca Raton, CRC Press, 2010. 416 p.
123. Thakur S.S., Patil G. Harmonic Analysis of Connecting rod using ANSYS. International Journal for Science and Advance Research in Technology, 2017, 3 (1), pp. 104-110.
124. Хрулев О.Е. Методика визначення причини несправності ДВЗ при важких експлуатаційних ушкодженнях / О. Е. Хрулев, Ю. В. Кочуренко // Двигуни внутрішнього згоряння. - 2017. - №1. - С. 52–60. DOI: <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2017.1.10>

До розділу 5

125. Khrulev A.E., Saraev O.V. The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. Automobile Transport, 2021, 48, pp. 5-16. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5>.
126. Хрулев О.Е. Оцінка можливості використання математичних моделей для експертних досліджень пошкоджень двигуна автомобіля / О. Е. Хрулев, І. Ю. Сараєва, О. М. Воробйов, А. А. Сохін // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. – 2022. – No. 21. – С. 79–86. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.06>.
127. Khrulev A., Dmitriev S. Thermal Damage to Intake Valves in ICE with Variable Timing. International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2019, Vol. 16, Issue 4, pp. 7243-7258. DOI: <https://doi.org/10.15282/ijame.16.4.2019.06.0540>.
128. Audi 2.8l and 3.2l FSI engines with Audi valvelift system. Self-Study Programme 411. Ingolstadt, AUDI AG, 2007. 63 p.
129. Vehicle cooling. A compact guide for the workshop. Stuttgart, MAHLE Aftermarket GmbH, 2012. 76 p.
130. Cooling Systems. Application & Installation Guide. LEBW4978-16 (11-17). Irving, Caterpillar, 2017. 128 p.
131. Mancarella A., Marello O. Effect of Coolant Temperature on Performance and Emissions of a Compression Ignition Engine Running on Conventional

- Diesel and Hydrotreated Vegetable Oil (HVO). MDPI, *Energies*, 2023, Vol. 16, 144. 27 p. DOI: <https://doi.org/10.3390/en16010144>.
132. Jack T.K., Ojapah M.M. Water–Cooled Petrol Engines: A Review of Considerations in Cooling Systems Calculations with Variable Coolant Density and Specific Heat. *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 2013, 6 (2), pp. 659–667. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/329179166>. 27.03.2020.
  133. Missan G.S., Keswani I.P. Analysis of Causes of Engine Overheating due to Cooling System Failure Using Pareto Principle. *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, 2016, Vol.36, No. 5, pp. 242–248.
  134. Naga Prasad C.S. Thermal Analysis of Engine Failure Conditions in Engine Overheating Cases. *International Journal of Research*, 2017, 4 (17), pp. 4020–4025. Available at: <https://journals.pen2print.org/index.php/ijr/article/view/11396/10849>. 27.03.2020.
  135. Prudhvi G., Vinay G., Suresh Babu G. Cooling Systems in Automobiles and Cars. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 2013, 2 (4), pp. 688–695. Available at: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.675.706&rep=rep1&type=pdf>. – 27.03.2020.
  136. Janna, W.S. *Engineering Heat Transfer*. New York, CRC Press, 2009. 692 p.
  137. Incropera F.P., DeWitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 6-th Edition. John Wiley & Sons, Inc., 2007. 1071 p.
  138. Chiodi M. *An Innovative 3D–CFD Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines*. Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien, 2011. 245 p.
  139. Yadav R., Sanjay B.E. *Thermodynamics & Heat Engines*. Allahabad: Central Publishing House, 2001. 746 p.
  140. Wang C.S., Berry G.F. *Heat Transfer in Internal Combustion Engines*. New York, The American Society of Mechanical Engineers, 10017 85–WA/HT–23, 2017, pp. 1–7.
  141. Ziong N.V., Belogub A. The method of forecasting temperature and stress fields of the internal combustion engine piston. *Transport systems and means. Problems of operation and diagnostics: monograph*. Kherson, KhDMA, 2019, pp.9-27.
  142. MAHLE. *Cylinder components*. Stuttgart, Vieweg Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2010. 130 p.
  143. *Reconditioning of Aluminium Engine Blocks. Service Tips & Information*. Neckarsulm, MSI Motor Service International GmbH, 2006. 100 c.

144. Lewis R., Dwyer-Joyce R.S. Automotive Engine Valve Recession. London, Professional Engineering Publishing Limited, 2002. 138 p.
145. Engine Bearing Failure Analysis Program. Mahle-Clevite. Stuttgart: Mahle GmbH, 2022. Available at: <https://www.mahle-aftermarket.com/na/en/support/clevite-engine-bearing-failure-analysis/>. 16.12.2022.
146. Valve damage and causes. TRW / MSI Motor Service, KSPG Automotive Group, 50 003 976–09, 2010. 4 p.
147. Azadi M., Roozban M., Mafi A. Failure analysis of an intake valve in a gasoline engine. The Journal of Engine Research, 2012, Vol.26, pp. 03–09.
148. Morehouse D., Porter J., Hiltz J. and Brauss M. Diesel Engine valve failures. NOR 1L0, B2Y 3Z7. Ontario, Defence Research Development Canada Atlantic, 2004. 15 p.
149. Raghuvanshi N.Kr., Pandey A., Mandloi R.K. Failure Analysis of Internal Combustion Engine Valves: A Review. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, 2012, Vol. 1, Issue 2, pp. 173–181.
150. Хрулев О.Е. Особливості моделювання температурного стану впускних клапанів ДВЗ в задачах пошуку причин несправності / С. О. Дмитрієв, О. Е. Хрулев // Проблеми тертя та зношування. – 2019. – №1 (82). – С. 39-51. <https://ohs.nau.edu.ua/index.php/record/view/44500>
151. Zhang Q., Zuo Z., Liu J. Failure analysis of a diesel engine cylinder head based on finite element method. Engineering Failure Analysis, 2013, 34, pp. 51-58. DOI: <http://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.07.023>
152. Wishniewsky T.S., Furmansky P. Thermal Contact Conductance of Valve Face/Seat Interface in IC Engine. Conductivity 24. Joint Conference. Pittsburg, 1999, pp. 97-104.
153. Iliev S. Heat transfer investigation in the intake port of four stroke direct injection compression ignition engine. Acta Technica Corviniensis, Bulletin of Engineering, 2013, No.1, pp. 133-138. DOI: <https://doi.org/10.13140/2.1.3947.5847>.
154. ISO 683-15:1992. Heat-treatable steels, alloy steels and free-cutting steels. Part 15: Valve steels for internal combustion engines. ISO/TC 17/SC 4, 1992. 11 p.

До розділу 6

155. Moon S.M., Cho Y.J., Kim T.W. Evaluation of lubrication performance of crank pin bearing in a marine diesel engine. Friction, 2018, 6(4), pp. 464–471. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40544-017-0196-0>.

156. Sun J., Li B., Zhu S., Miao E., Wang H., Zhao X. & Teng Q. Lubrication Performance of Connecting-Rod and Main Bearing in Different Engine Operating Conditions. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, Vol.32, No.23. 12 p. DOI: <https://doi.org/10.1186/s10033-019-0335-9>.
157. Plain Bearings. Spherical plain bearings. Rod ends. Plain bushes. Thrust washers, strips. Schweinfurt: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2016. 438 p.
158. Kopeliovich D. Engine bearing failures and how to avoid them. King Bearings. Available at: <https://www.kingbearings.com/wp-content/uploads/2014/10/Engine-bearing-failures-and-how-to-avoid-them1.pdf> 18.10.2021
159. Laguna-Camacho J.R., Sánchez-Yáñez S.M., Juárez-Morales G. et al. A Wear Analysis Carried On Connecting Rod Bearings From Internal Combustion Engines. Engineering Failure Analysis, 2020. 16 p. DOI: <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.89263>.
160. Damage to engine bearings. Knowledgepool. Neuenstadt, MS Motorservice International GmbH, 2017. 71 c.
161. Engine Bearings. Failure & Analysis Guide. Clevite Issue. Ann Arbor, Mahle Clevite Inc., 2008. 32 p.
162. Engine Bearings. Failure & Analysis Guide. Clevite 77, Form # CL77-3-402 1350. Ann Arbor, Dana Corporation, 2008. 32 p.
163. Engine Bearings: Failure Analysis and Correction. Farmington Hills, MAHLE Aftermarket Inc., 2014. 39 p.
164. Engine Bearing failure analysis guide. A guide to analysis and correction of premature engine bearing failures. Form # CEB-1-1208. Ann Arbor, Mahle Clevite Inc. 2008. 26 p.
165. Premature Failures Manual. São Paulo, MAHLE Metal Leve S.A., 2014. 68 p.
166. Хрулев О.Е. Вплив відцентрових сил на змащування підшипників колінчастого вала в аварійних режимах роботи двигуна автомобіля / О. Е. Хрулев, О. В. Сараєв, І. Ю. Сараєва // Вісник машинобудування та транспорту. – 2021. – том 12. – вип. 2. – С. 112-121. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-112-121>.
167. Naffin R.K., Chang L. An Analytical Model for the Basic Design Calculations of Journal Bearings. Journal of Tribology, 2010, Vol.132. 7 p. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4000941>.
168. Idelchik I.E. Handbook of Hydraulic Resistance. Coefficients of Local Resistance and of Friction. New York, Israel Program for Scientific Translations Ltd., 1966. 517 p.

Підписано до друку 19.06.2024 р. Формат 70x100x16 Папір мат 130г  
Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на різнографі  
Ум. друк. арк. 37.41  
Тираж 300 прим. Ціна договірна

Редакція: ДНУ «Український інститут науково-технічної експертизи та інформації» (УкрІНТЕІ)  
03150, м. Київ, вул. Антоновича, 180  
Тел. (044) 521-00-10, e-mail: [uintei@uintei.kiev.ua](mailto:uintei@uintei.kiev.ua)  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5332 від 12.04.2017 р.



**Хрулев Олександр Едуардович**, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, судовий автоексперт, керівник приватного підприємства "Міжнародне Моторне бюро"



**Сараєв Олексій Вікторович**, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула, Харківський національний автомобільно-дорожній університет



**Сараєва Ірина Юріївна**, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. М. Я. Говоруценко, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

---

Ця книга присвячена визначенню причин важких пошкоджень, складних несправностей та відмов двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів. Книга узагальнює досвід авторів у їх багаторічних дослідженнях цих питань шляхом застосування методів математичного і комп'ютерного моделювання, проведення багатофакторних експериментів та науково-технічних експертиз.

Книга затверджена до друку Вченою Радою Харківського національного автомобільно-дорожнього університету та рекомендована Вченою Радою Автомобільного факультету, а також кафедрою автомобілів ім. Гредескула для студентів, аспірантів, інженерів, експертів, фахівців і науковців у галузях, пов'язаних із дослідженням експлуатація та ремонту транспортних засобів, їх агрегатів, механізмів та систем.