МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ХРУЛЄВ ОЛЕКСАНДР ЕДУАРДОВИЧ

УДК 621.431

# ДИСЕРТАЦІЯ
# МЕТОД ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ ОЦІНКИ ПОШКОДЖЕНЬ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Спеціальність 05.05.03 – Двигуни та енергетичні установки

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук
Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____О. Е. Хрулєв

Науковий консультант Сараєв Олексій Вікторович, доктор технічних наук, професор

Харків – 2025

# АНОТАЦІЯ

Хрулєв О.Е. Метод експериментальної оцінки пошкоджень двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки». Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2025. 412 с.

Дослідження технічного стану двигуна, його агрегатів та вузлів пов'язана з визначенням діагностичних та структурних параметрів, а також причин, що спричинили зміну цих параметрів. До основних причин зміни технічного стану засобів транспорту слід віднести порушення умов експлуатації, неякісний ремонт та обслуговування, дефекти деталей та ін. Завдання, пов'язані з дослідженням технічного стану двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) автомобіля, є одними з найскладніших і потребують спеціального обладнання, сучасної методики та певного досвіду фахівця при роботі з різними конструкціями двигунів. В реальних умовах дослідження технічного стану ДВЗ нерідко виконується на розібраному двигуні без попередньої діагностики, не знаючи передісторію виникнення несправності. Всі можливі складності роботи з несправним ДВЗ транспортних засобів впливають на точність та об'єктивність дослідження в цілому.

У роботі показано, що визначення причини несправності ДВЗ є важким завданням не тільки у зв'язку зі складністю робочих процесів ДВЗ, але і внаслідок значних пошкоджень, деформації деталей, великої кількості уламків у процесі розвитку пошкодження, коли причинно-наслідкові зв'язки між ознаками на деталях і робочими процесами, які викликали ці ознаки, неочевидні. У результаті практично нерідкі випадки помилкового визначення причини несправності, що може вплинути попри всі етапи виробництва та експлуатації двигуна, викликавши як значні економічні втрати та тривалі періоди простою транспортних засобів, а й повторення несправності.

Положення, що виносяться на захист:

1. Методологія визначення причин пошкоджень та розвитку несправностей двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів як загальна концепція, що є сукупністю теоретичних основ та практичних методів і методик, що застосовуються для ефективного проведення автотехнічних досліджень.

2. Логіко-імовірнісний метод оцінки причин пошкодження та розвитку несправностей двигунів внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засіба

3. Метод оцінки причин пошкоджень підшипників колінчастого валу двигуна при відмові системи змащення.

4. Метод оцінки причин термічних пошкоджень деталей двигуна внутрішнього згоряння та його перегріву при втраті охолоджувальної рідини при порушенні умов експлуатації.

5. Метод оцінки причин пошкоджень деталей двигунів внутрішнього згоряння при відмові системи повітроочищення, з урахуванням руху частинок пилу у впускному тракті (колекторі) при порушенні умов експлуатації.

6. Метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внутрішнього згоряння внаслідок гідравлічного удару в циліндрах при порушенні умов експлуатації транспортного засобу.

Для вирішення завдання правильного та ефективного визначення причин несправностей наведено загальний підхід до дослідження шляхом аналізу технічного стану основних вузлів та деталей ДВЗ як складної системи. Докладно розглянуто численні причини несправностей, дефектів та пошкоджень двигунів, виконано їх класифікацію, проведено аналіз їх ознак, включаючи не тільки численні види експлуатаційних пошкоджень, а й виробничі дефекти, що виникають при конструюванні, виготовленні та/або збиранні, у тому числі дефекти вторинного (ремонтного) виробництва. Розроблено загальні принципи дослідження та практичного визначення причин несправностей двигунів, у тому числі за допомогою ретроспективного аналізу історії транспортного засобу, що

дозволяє встановлювати зв'язок технічного стану двигуна з подіями в його історії та виявляти джерела та моменти початкових пошкоджень.

На основі численних випадків несправностей із практики дослідження технічного стану ДВЗ різних типів докладно проаналізовано основні ознаки різних видів пошкоджень. Розглянуто методики моделювання пошкоджень деталей при несправностях, що найчастіше зустрічаються, включаючи гідроудар в циліндрі при попаданні рідини, неузгодження обертання розподільного і кривошипно-шатунного механізму, порушення змащення, охолодження та інші види пошкоджень. За допомогою поділу виявлених ознак на головні, що підтверджувальні та уточнювальні, а також з використанням даних, отриманих при моделюванні процесів пошкодження, шляхом подальшого синтезу розроблені методики визначення причин несправності, у тому числі при значних пошкодженнях ДВЗ.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, експлуатація, несправність, пошкодження, відмова, моделювання.

# СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБОТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Монографії*

1. Хрулєв О.Е., Сараєв А.В., Сараєва І.Ю. Методи моделювання пошкоджень в двигунах внутрішнього згоряння транспортних засобів: монографія. Київ: УкрІНТЕІ, 2024. 190 с. ISBN 978-966-479-131-8.

*Статті, у наукових виданнях, які мають індексування у міжнародній наукометричній базі даних Scopus*

2. Khrulev A, Saraiev O, Saraieva I, Vorobiov O. Modeling of thermodynamic processes in internal combustion engine cylinder during cranking in compression measurement tests. *Combustion Engines*. 2024. 198(1). P. 3-14. DOI: https://doi.org/10.19206/CE-187380 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q4).

3. Khrulev A. Determination of gas parameters in resonant pipes and channels of engines with a periodic workflow using the piston analogy method. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 5/7 (125). P. 50-59. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.288520 (date of access: 10.04.2025, Scopus, Q2).

4. 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). P. 40–49. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.259454 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q2)

5. 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). P. 61–69. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.230113 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q3)

6. 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. P. 7243-7258. DOI: https://doi.org/10.15282/ijame.16.4.2019.06.0540 (date of access: 25.12.2022, Scopus, Q2)

7. 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. Vol. 14, Is. 2. P. 6557-6569. DOI: https:// doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515 (date of access: 25.12.2022, Scopus, Q2)

8. Varbanets R., Fomin A., Píštek V., Klymenko V., Minchev D., Khrulev A., Zalozh Z., Kucera P. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. 9(3). 321. 13 p. DOI: https://doi.org/10.3390/jmse9030321 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q2)

*Статті у наукових фахових виданнях України*

9. Хрулєв О. Е., Сараєв О. В., Сараєва І. Ю. Метод експертної оцінки технічного стану циліндро-поршневої групи автомобільного двигуна після гідроудару. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2024. Вип. 25. С. 63-70. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2024.25.0.7 (дата звернення: 10.04.2025)

10. Khrulev A.E., Saraiev O.V., Saraieva I.Y. Application of logical methods in expert analysis of automotive engine failures in operation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2023. Vol. 24. P. 32-40. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT. 2023.24.0.6 (URL: http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/294263, date of access: 10.04.2025)

11. Хрулєв О.Е. Математична модель пневматичної пускової системи з урахуванням характеристик безпілотного літального апарату, двигуна та повітряного гвинта. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023. №4 спецвипуск 1 (189). С. 38-51. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup1.06 (дата звернення: 10.04.2025)

12. Хрулєв О.Е. Аналіз можливості застосування комерційних мікротурбо реактивних двигунів для високошвидкісних малорозмірних БПЛА оперативно-тактичного рівня. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023. №4.

спецвипуск 2 (190). С. 5-18. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup2.01 (дата звернення: 10.04.2025)

13. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов О.М. Розробка математичних критеріїв оцінки якості діагностування циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2022. No. 22. С. 92–103. DOI: https://doi.org/10.30977/ VEIT.2022.22.0.10 (дата звернення: 10.04.2025)

14. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов О.М., Сохін А.А. Оцінка можливості використання математичних моделей для експертних досліджень пошкоджень двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2022. No. 21. С. 79–86. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.06 (дата звернення: 10.04.2025)

15. 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. P. 5-16. DOI: https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5 (date of access: 10.04.2025)

16. Khrulev A.E., Sarayeva I.Y. Expert studies of violations of the operating conditions of automobile engines when using them in aviation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2021. No.19. С. 47-53. DOI: https://doi.org/10.30977/ VEIT.2021.19.0.50-60 (date of access: 10.04.2025)

17. Khrulev A.E., Saraev A.V. Failure mechanisms caused by motor oil degradation and their study as part of expertise of technical condition of gasoline car engines. *The National Transport University Bulletin. Series «Engineering»*. 2021. Vol. 1 (48). P. 302-314. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-1-48-302-314 (date of access: 10.04.2025)

18. Хрулєв О.Е., Сараєв О.В., Сараєва І.Ю. Вплив відцентрових сил на змащування підшипників колінчастого вала в аварійних режимах роботи двигуна автомобіля. *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 (дата звернення: 10.04.2025)

19. Хрулєв О.Е., Сараєв О.В., Сараєва І.Ю. Технічні та економічні аспекти зношування деталей клапанного механізму в процесі переобладнання бензинового двигуна внутрішнього згоряння на газомоторне паливо. *Автомобільний транспорт*. 2020. №47. С. 5-14. DOI: https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020. 47.0.5 (дата звернення: 10.04.2025)

20. 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). P. 23-37. DOI: https://doi.org/10.18372/0370-2197.86.14485 (date of access: 10.04.2025)

21. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Розрахункова модель процесу стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ. *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 (дата звернення: 10.04.2025)

22. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Особливості моделювання температурного стану впускних клапанів ДВЗ в задачах пошуку причин несправності. *Проблеми тертя та зношування*. 2019. №1 (82). С. 39-51. DOI: https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(82).13485 (дата звернення: 10.04.2025)

*Статті у наукових виданнях інших держав*

23. Khrulev A. Modeling Work-Flow of the “Cylinder-Piston” Type Devices Using a Universal Thermodinamic Model. *Evolutions Mech Eng*. 2024. 5(4). EME.000618. P. 8. DOI: https://doi.org/10.31031/EME.2024.05.000618 (date of access: 10.04.2025)

24. Khrulev A. Some Features of Internal Combustion Engine Conversion from Gasoline to Gas by Taking into Account Valve Mechanism Wear. *Evolutions Mech Eng*. 2023. 4(5). EME.000597. P. 8 DOI: http://dx.doi.org/10.31031/eme.2023.04.000597 (date of access: 10.04.2025)

25. Khrulev A. Analysis of pneumatic catapult launch system parameters, taking into account engine and UAV characteristics. *Advanced UAV*. Mersin University. 2023. 3 (1). P. 10-24. URL: https://publish.mersin.edu.tr/index.php/uav/article/

view/1045 (date of access: 10.04.2025)

*Додаткові апробації роботи*

26. Хрулєв О. Е. Можливості термодинамічного моделювання для дослідження процесів у конструкціях типу «циліндр-поршень». *MPP&O-2024 (Marine Power Plants and Operation)*: мат. V Міжнародної науково-практичної морської конференції, Одеса. 5 жовт. 2024/Одеський національний морської університет, кафедра СЕУ і ТЕ ННІМФ. Одеса, 2024. С. 7.

27. Khrulev A. Logical method for determining the failures due to engine oil degradation, in tasks of expertise of automotive engine technical condition. *World of scientific research*: Opole, Poland, Issue 25, 14-15 December 2023/WSZIA, Opole, 2023. P. 336-340.

28. Khrulev A. Features of determining the failure causes of car engines due to engine oil degradation. *Modern aspects of modernization of science: status, problems, development trends*: Materials of the 39th International Scientific and Practical Conference. Gothenburg, Sweden. December 7, 2023/ Gothenburg. 2023. P. 412-416.

29. Khrulev A. Simulation of thermal damage to intake valves in automotive engines with valve timing control. *Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу*: материали VII Міжнародної науково-практичної конференції, 24-25.11.2023, Запоріжжя / ГО «Інститут інноваційної освіти»; Науково-навчальний центр прикладної інформатики НАН України. Запоріжжя: АА Тандем. 2023. С. 202-205.

30. Khrulev A. Wear mechanism in m odern internal combustion engines due to dust centrifugation in intake system. *World of scientific research:* Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 24, 21-22 November 2023, Opole, Poland/WSZIA, Opole, 2023. P. 348-353.

31. Khrulev A. Mathematical modeling of reed valve operation in engines with periodic workflow. *Integration of science as a mechanism of effective development*: Proceeding of the 11th International scientific and practical conference, November 28 - December 01, 2023, Helsinki, Finland/ International Science Group, Helsinki, 2023. P.

389-395.

32. Khrulev A. Valve mechanism wear in ga soline internal combustion engine during conversion to gas. *Innovations and prospects in modern science*: Proceedings of XII International Scientific and Practical Conference, 20-22 November, 2023. Stockholm, Sweden/ SSPG Publish. Stockholm, 2023. P. 193-201.

33. Khrulev A. Modeling of emergency operation mode of car engine due to coolant leak. *Innovative development of science, technology and education*: Proceedings of II International Scientific and Practical Conference, 16-18 November, 2023. Vancouver, Canada / Perfect Publishing, Vancouver, 2023. P. 116-123.

34. Khrulev A. Modeling connecting rod damage due to hydrolock using a finite element model. *War – Challenges in Modern Science*: Abstracts of The 60th International scientific and practical conference, November 16-17, 2023. Ottawa, Canada / Pegas Publishing, Ottawa, 2023. P. 359-363.

35. Khrulev A. Principles of development and practical application of logical methods in tasks of searching for the failure causes in internal combustion engines. *Scientists and existing problems of human development*: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, November 14-17, 2023, Zagreb, Croatia/ International Science Group, Zagreb, 2023. P. 359-363.

36. Khrulev A. Local wear mechanism in t he modern car engines due to dust centrifugation in inlet system. *Current challenges of science and education*: Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference, November 13-15, 2023, Berlin, Germany/ MDPC Publishing, Berlin, 2023. P. 21-27.

37. Khrulev A. Modeling of damage to conrod-piston group duringhydrolock in internal combustion engine cylinder. *Modern problems of science, education and society*: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, November 6-8, 2023, Kyiv, Ukraine/ SPC “Sci-conf.com.ua”, Kyiv, 2023. P. 268-275.

38. Khrulev A. Modeling of local damage to bearings due to engine lubrication system failure. *Modern research in science and education*: Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference, November 9-11, 2023, Chicago, USA/ BoScience Publisher, Chicago, 2023. P. 206-213.

39. Khrulev A., Saraiev O. Regularities of piston-side force change in crank mechanism under excessive loads caused by breakage of operating conditions. *Modern Technologies in Automobile Construction, Transport and Specialist Training*: Scientific works of the Int. Conference for the Day of the Motorist and Road Worker, October 23-25, 2023, Kharkiv/ KhNADU, Kharkiv, 2023. P. 284-289.

40. Khrulev A. Modeling of engine with periodic workflow using dimensionless similarity criteria and piston analogy method. *World of scientific research*: Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 23, 24 October 2023, Opole, Poland/ WSZIA, Opole, 2023. P. 270-274. URL: https://www.economy-confer.com.ua/full-article/4861/ (date of access: 10.04.2025)

41. Хрулєв О.Е. Математичне моделювання та аналіз параметрів пневматичної катапультної системи старту з урахуванням характеристик двигуна та безпілотного літального апарата. *XXVIII Міжнародний конгрес двигунобудівників*; тези доповідей. 5-8 вересня 2023, Харьків/ ХАІ, Харьків, 2023. С. 55.

42. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Рудаков О.А., Суханов М.Ю. Аналіз застосування методів моделювання в експертних завданнях визначення причин несправностей двигунів автомобіля. *Сучасні технології в автомобіле-будуванні, транспорті та при підготовці фахівців*: наук. пр. Міжнар. наук.-практ. та наук.-метод. конф. до Дня автомобіліста та дорожника, 19–21 жовт. 2022 р., Харків/ Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т, Харків, 2022. С. 206–208.

43. Khrulev A., Dmitriev S. ICE Turbochargers Failures and Some Features of the Study of Their Causes Using the Fault Tree Analysis. *The 18th Israeli Symposium on jet engines and gas turbines,* November 28, 2019, Haifa, Israel/ Technion, Haifa, 2019. P. 27-28.

44. Хрулєв О.Е. Методика складання і використання історії транспортних засобів при дослідженні їх технічного стану в задачах визначення причин пошкоджень вузлів і агрегатів. *Криміналістика і судова експертиза*. 2020. Vol. 65. С.594-605. DOI: https://doi.org/10.33994/kndise.2020.65.59 (дата звернення: 10.04.2025)

45. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов А.Н., Себко Д.П. Цифрова діагностика для визначення герметичності камери згоряння двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2020. №18. С. 52-64. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.18.0.52 (дата звернення: 10.04.2025)

46. Хрулєв О.Е., Клименко В.Г. Особливості побудови та застосування логічних методів пошуку причин відмов поршневих двигунів внутрішнього згорання в експлуатації. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2020. №7 (167). С. 146-157. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2020.7.20 (дата звернення: 10.04.2025)

47. Хрулєв О.Е. Моделювання пошкодження шатуна при надходженні рідини в циліндр ДВЗ. *Автомобіль і електроника. Сучасні технології*. 2020. №17. С. 5-18. D OI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.17.0.5 (дата звернення: 10.04.2025)

48. Хрулєв О.Е. Використання логіко-імовірнісних методів для визначення причин відмов турбокомпресорів в експлуатації ДВЗ. *Автомобіль и електроника. Сучасні технології*. 2019. №16. С. 5-18. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2019. 16.0.5 (дата звернення: 10.04.2025)

49. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Вплив конструкції системи впуску на центрифугування пилу і зношування деталей сучасних ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2020. №2. С. 73-84. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2020.2.10 (дата звернення: 10.04.2025)

50. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Деякі аспекти підвищення вихідних параметрів ДВЗ при модернізації в умовах серійного виробництва. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2019. №1. С. 63-72. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2019.1.10 (дата звернення: 10.04.2025)

51. Хрулєв О.Е., Кротов М.В. Вплив порушень у системі змащення на характер пошкодження підшипників ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2018. №1. С. 74–81. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.1.1310 (дата звернення: 10.04.2025)

52. Хрулєв О.Е., Кочуренко Ю.В. Методика визначення причини несправності ДВЗ при важких експлуатаційних ушкодженнях. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2017. №1. С. 52–60. DOI: https://doi.org/10.20998/0419–8719.2017.1.10 (дата звернення: 10.04.2025)

53. Хрулєв О.Е., Грузинський С.В., Кочуренко Ю.В. Чисельне моделювання і порівняльний аналіз конструктивних схем обладнання з метою підвищення точності обробки клапанних сідел у головках циліндрів ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2016. №1. С. 72–80. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.14 (дата звернення: 10.04.2025)

54. Хрулєв О.Е., Кочуренко Ю.В. Проблеми термінології і суб'єктивні фактори в дослідженні порушень ДВЗ та їх роль у правильному визначенні причин пошкоджень. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2016. №2. С. 107–115. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.2.19 (дата звернення: 10.04.2025)

55. Хрулєв О. Застосування інженерних методів при експертному досліженні і визначенні причин перегріву ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2015. №2. С. 86–95.

# ABSTRACT

Khrulev A.E. Method for experimental assessment of damage to internal combustion engines of vehicles. Qualifying scientific work on the right of the Manuscript. The thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.05.03 "Engines and power plants". Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, 2025. 412 p.

The study of vehicle engine technical condition, its units and assemblies is associated with the determination of diagnostic and structural parameters, as well as the reasons that caused a change in these parameters. The main reasons for a change in the vehicle technical condition include breach of operating conditions, poor-quality repair and maintenance, defects in parts, etc. and some experience with various engine designs. In real conditions, the study of the technical condition of the internal combustion engine on a disassembled engine without preliminary diagnostics, without knowing the history of service and appeared faults. All possible difficulties of working with faulty vehicle internal combustion engine affect the accuracy and objectivity of the study as a whole.

The work shows that determining the cause of engine faults is a difficult task, not only due to the complexity of the internal combustion engine's work processes, but also due to significant damage, deformation of parts, large number of debris in damage development process. In that time the cause-and-effect relationships between signs on parts and the workflows causing these symptoms are not obvious. As a result, in practice, there are often cases of erroneous determination of the cause of a fault, which can affect all stages of production and operation of the engine, causing not only significant economic losses and long periods of vehicle downtime, but also a repetition of the fault.

Provisions for defense are the following:

1. The methodology for determining the causes of damage and development of internal combustion engine failures as a general concept, which is a set of theoretical

foundations and practical methods and techniques applicable for the effective conduct of autotechnical research.

2. Logical and probabilistic method for assessing the causes of damage and development of internal combustion engine faults when vehicle operating conditions are broken.

3. Method for assessing the causes of damage to engine crankshaft bearings when the lubrication system fails.

4. Method for assessing the causes of thermal damage to internal combustion engine parts and its overheating when the coolant is lost when operating conditions are broken.

5. Method for assessing the causes of damage to internal combustion engine parts when the air cleaning system fails, taking into account the movement of dust particles in the intake tract (collector) when operating conditions are broken.

6. Method assessing the causes of damage and reconstruction of destruction of internal combustion engine parts as a result of hydraulic shock in cylinders when vehicle operating conditions are broken.

To solve the problem of correct and effective determination of the causes of faults, a general approach to research is presented by analyzing the technical condition of the main units and parts of an internal combustion engine as a complex system. Numerous fault causes, defects and damage to engines are considered in detail, their classification is carried out, an analysis of their signs is carried out, including not only numerous types of operational damage, but also manufacturing defects arising from design, manufacture and / or assembly, including defects in secondary (repair) production. The general principles of research and practical determination of the causes of engine faults have been developed, including with the help of a retrospective analysis of the vehicle history, which makes it possible to establish a connection between the technical state of the engine and events in its history and to identify the sources and moments of initial damage.

On the basis of numerous cases of faults from the practice of studying the technical condition of various types internal combustion engines, the main signs of

various types of damage are analyzed in detail. Methods for modeling damage to parts in the most common faults, including hydrolock in cylinder due to liquid entering, breach of rotation of the distribution and crank mechanism, lubrication, cooling and other types of damage are considered. By dividing the revealed signs into the main ones, confirming and clarifying, as well as using the data obtained in the simulation of damage processes, by further synthesis and modelling, simple methods have been developed for determining the causes of the malfunction, including in case of severe damage to the vehicle internal combustion engine.

Keywords: internal combustion engine, operation, fault, damage, failure, modeling.

## LIST OF PUBLISHED WORKS ON THE THESIS SUBJECT

*Monographs*

1. Khrulev O. E., Saraev O. V., Saraeva I. Yu. Methods for modeling damage in internal combustion engines of vehicles: monograph. Kyiv: UkrINTEI, 2024. 190 p. ISBN 978-966-479-131-8.

*Articles in scientific publications indexed in the international scientometric database Scopus*

2. Khrulev A, Saraiev O, Saraieva I, Vorobiov O. Modeling of thermodynamic processes in internal combustion engine cylinder during cranking in compression measurement tests. *Combustion Engines*. 2024. 198(1). P. 3-14. DOI: https://doi.org/10.19206/CE-187380 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q4).

3. Khrulev A. Determination of gas parameters in resonant pipes and channels of engines with a periodic workflow using the piston analogy method. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 5/7 (125). P. 50-59. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.288520 (date of access: 10.04.2025, Scopus, Q2).

4. 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). P. 40–49. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.259454 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q2)

5. 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). P. 61–69. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.230113 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q3)

6. 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. P. 7243-7258. DOI: https://doi.org/10.15282/ijame.16.4.2019.06.0540 (date of access: 25.12.2022, Scopus, Q2)

7. 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. Vol. 14, Is. 2. P. 6557-6569. DOI: https:// doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515 (date of access: 25.12.2022, Scopus, Q2)

8. Varbanets R., Fomin A., Píštek V., Klymenko V., Minchev D., Khrulev A., Zalozh Z., Kucera P. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. 9(3). 321. 13 p. DOI: https://doi.org/10.3390/jmse9030321 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q2)

*Articles in scientific professional publications of Ukraine*

9. Khrulev O.E., Saraiev O.V., Saraeva I.Yu. Method of expert assessment of the technical condition of the cylinder-piston group of an automobile engine after hydraulic shock. *Automobile and Electronics. Modern technologies*. 2024. Iss. 25. P. 63-70. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2024.25.0.7 (date of access: 10.04.2025, Scopus Q2)

10. Khrulev A.E., Saraiev O.V., Saraieva I.Y. Application of logical methods in expert analysis of automotive engine failures in operation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2023. Vol. 24. P. 32-40. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.

2023.24.0.6 (URL: http://veit.khadi.kharkov.ua/article/view/294263, date of access: 10.04.2025)

11. Khrulev O. Mathematical model of pneumatic launch system with effect of unmanned aerial vehicle, engine and propeller characteristics. *Aerospace technic and technology*. 2023. No.4. Special issue 1 (189). P. 38-51. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup1.06 (date of access: 10.04.2025)

12. Khrulev O. Analysis of possibility of using commercial micro turbojet engines for high-speed small-sized operational-tactical UAVS. *Aerospace technic and technology*. 2023. No.4. Special issue 2 ( 190). P. 5-18. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup2.01 (date of access: 10.04.2025)

13. Khrulev A., Saraeva I., Vorobiov O. Development of mathematical criteria for assessing the quality of diagnosing the cylinder-piston group of a car engine. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*. 2022. (22). P. 92–103. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.22.0.10 (date of access: 10.04.2025)

14. Khrulev A., Saraeva I., Vorobiov O., Sokhin A. Evaluation of the possibility of using mathematical models for expert research of car engine damage. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*. 2022. (21). P. 79–86. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.06 (date of access: 10.04.2025)

15. 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. P. 5-16. DOI: https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5 (date of access: 10.04.2025)

16. Khrulev A.E., Sarayeva I.Y. Expert studies of violations of the operating conditions of automobile engines when using them in aviation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2021. No.19. C. 47-53. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.19.0.50-60 (date of access: 10.04.2025)

17. Khrulev A.E., Saraev O.V. Failure mechanisms caused by motor oil degradation and their study as part of expertise of technical condition of gasoline car engines. *The National Transport University Bulletin. Series «Engineering»*. 2021. Vol.

1 (48). P. 302-314. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-1-48-302-314 (date of access: 10.04.2025)

18. Khrulev O., Saraiev O., Saraeva I. The influence of centrial forces on crankshaft bearing lubrication is in emergency modes of the engine of the car. Journal of Mechanical Engineering and Transport. 2021. Vol. 12. Issue 2. P. 112-121. DOI: https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-12-2-112-121 (date of access: 10.04.2025)

19. Khrulev A.E., Saraiev O.V., Saraeva I.Y. Technical and economic aspects of valve train wear during conversion of a gasoline internal combustion engine to gas engine fuel. *Automobile transport*. 2020. No.47. P. 5-14. DOI: https://doi.org/ 10.30977/AT.2219-8342.2020.47.0.5 (date of access: 10.04.2025)

20. 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. No.1(86). P. 23-37. DOI: https://doi.org/ 10.18372/0370-2197.1(86).144855 (date of access: 10.04.2025)

21. Khrulev A.E., Dmitriev S.A. The calculating model of air compression process with liquid in the internal combustion engine cylinder. *The National Transport University Bulletin. Series "Engineering"*. 2020. No.1 (46). P. 416-426. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2020-1-46-416-426 (date of access: 10.04.2025)

22. Khrulev A.E., Dmitriev S.A. Features of modeling the temperature condition of the intake valves of the internal combustion engines in the tasks of searching for the causes of failures. *Problems of friction and wear*. 2019. No.1 (82). P. 39-51. DOI: https://doi.org/ 10.18372/0370-2197.1(82).13485 (date of access: 10.04.2025)

*Articles in scientific publications of other countries*

23. Khrulev A. Modeling Work-Flow of the "Cylinder-Piston" Type Devices Using a Universal Thermodinamic Model. *Evolutions Mech Eng*. 2024. 5(4). EME.000618. P. 8. DOI: https://doi.org/10.31031/EME.2024.05.000618 (date of access: 10.04.2025)

24. Khrulev A. Some Features of Internal Combustion Engine Conversion from Gasoline to Gas by Taking into Account Valve Mechanism Wear. *Evolutions Mech*

*Eng*. 2023. 4(5). EME.000597. P. 8 DOI: http://dx.doi.org/10.31031/eme.2023.04.000597 (date of access: 10.04.2025)

25. Khrulev A. Analysis of pneumatic catapult launch system parameters, taking into account engine and UAV characteristics. *Advanced UAV*. Mersin University. 2023. 3 (1). P. 10-24. URL: https://publish.mersin.edu.tr/index.php/uav/article/view/1045 (date of access: 10.04.2025)

*Additional approbation of the work*

26. Khrulev O. E. Possibilities of thermodynamic modeling for studying processes in structures of the “cylinder-piston” type. *MPP&O-2024 (Marine Power Plants and Operation)*: Proc. of V International Scientific and Practical Marine Conference, October, 05, 2024, Odessa /Odessa National Maritime University, Department of SPP and Maintenance of NNIMF, Odessa, 2024. 7 p.

27. Khrulev A. Logical method for determining the failures due to engine oil degradation, in tasks of expertise of automotive engine technical condition. *World of scientific research*: Opole, Poland, Issue 25, 14-15 December 2023/WSZIA, Opole, 2023. P. 336-340.

28. Khrulev A. Features of determining the failure causes of car engines due to engine oil degradation. *Modern aspects of modernization of science: status, problems, development trends*: Materials of the 39th International Scientific and Practical Conference. Gothenburg, Sweden. December 7, 2023/ Gothenburg. 2023. P. 412-416.

29. Khrulev A. Simulation of thermal damage to intake valves in automotive engines with valve timing control. Integration of world scientific processes as the basis of social progress: Materials of the VII International Scientific and Practical Conference, 24-25.11.2023, Zaporozhye / NGO “Institute of Innovative Education”; Scientific and educational center of applied informatics of the National Academy of Sciences of Ukraine. Zaporozhye: AA Tandem, 2023. P. 202-205.

30. Khrulev A. Wear mechanism in modern internal combustion engines due to dust centrifugation in intake system. *World of scientific research:* Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 24, 21-22

November 2023, Opole, Poland/WSZIA, Opole, 2023. P. 348-353.

31. Khrulev A. Mathematical modeling of reed valve operation in engines with periodic workflow. *Integration of science as a mechanism of effective development*: Proceeding of the 11th International scientific and practical conference, November 28 - December 01, 2023, Helsinki, Finland/ International Science Group, Helsinki, 2023. P. 389-395.

32. Khrulev A. Valve mechanism wear in ga soline internal combustion engine during conversion to gas. *Innovations and prospects in modern science*: Proceedings of XII International Scientific and Practical Conference, 20-22 November, 2023. Stockholm, Sweden/ SSPG Publish. Stockholm, 2023. P. 193-201.

33. Khrulev A. Modeling of emergency operation mode of car engine due to coolant leak. *Innovative development of science, technology and education*: Proceedings of II International Scientific and Practical Conference, 16-18 November, 2023. Vancouver, Canada / Perfect Publishing, Vancouver, 2023. P. 116-123.

34. Khrulev A. Modeling connecting rod damage due to hydrolock using a finite element model. *War – Challenges in Modern Science*: Abstracts of The 60th International scientific and practical conference, November 16-17, 2023. Ottawa, Canada / Pegas Publishing, Ottawa, 2023. P. 359-363.

35. Khrulev A. Principles of development and practical application of logical methods in tasks of searching for the failure causes in internal combustion engines. *Scientists and existing problems of human development*: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, November 14-17, 2023, Zagreb, Croatia/ International Science Group, Zagreb, 2023. P. 359-363.

36. Khrulev A. Local wear mechanism in t he modern car engines due to dust centrifugation in inlet system. *Current challenges of science and education*: Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference, November 13-15, 2023, Berlin, Germany/ MDPC Publishing, Berlin, 2023. P. 21-27.

37. Khrulev A. Modeling of damage to conrod-piston group duringhydrolock in internal combustion engine cylinder. *Modern problems of science, education and society*: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference,

November 6-8, 2023, Kyiv, Ukraine/ SPC “Sci-conf.com.ua”, Kyiv, 2023. P. 268-275.

38. Khrulev A. Modeling of local damage to bearings due to engine lubrication system failure. *Modern research in science and education*: Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference, November 9-11, 2023, Chicago, USA/ BoScience Publisher, Chicago, 2023. P. 206-213.

39. Khrulev A., Saraiev O. Regularities of piston-side force change in crank mechanism under excessive loads caused by breakage of operating conditions. *Modern Technologies in Automobile Construction, Transport and Specialist Training*: Scientific works of the Int. Conference for the Day of the Motorist and Road Worker, October 23-25, 2023, Kharkiv/ KhNADU, Kharkiv, 2023. P. 284-289.

40. Khrulev A. Modeling of engine with periodic workflow using dimensionless similarity criteria and piston analogy method. *World of scientific research*: Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 23, 24 October 2023, Opole, Poland/ WSZIA, Opole, 2023. P. 270-274. URL: https://www.economy-confer.com.ua/full-article/4861/ (date of access: 10.04.2025)

41. Khrulev O.E. Mathematical modeling and parameters analysis of pneumatic launch system, taking into account of engine and UAV c haracteristics. *XXVIII International Congress of Engine Builders*: abstracts of reports. September 5-8, 2023, Kharkov / Kharkov, KhAI, 2023. P. 55.

42. Khrulev O.E., Saraeva I.Yu., Rudakov O.A., Sukhanov M.Yu. Analysis of the application of modeling methods in expert problems to d etermine the causes of car engine malfunctions. *Modern technologies in the automotive industry, transport and in the training of specialists*: Scientific works Int. scientific-practical and scientific-method. conf. for the Day of the Motorist and Road Builder, October 19-21, 2022, Kharkiv/ KhNADU, Kharkiv, 2022. P. 206-208.

43. Khrulev A., Dmitriev S. ICE Turbochargers Failures and Some Features of the Study of Their Causes Using the Fault Tree Analysis. *The 18th Israeli Symposium on jet engines and gas turbines,* November 28, 2019, Haifa, Israel/ Technion, Haifa, 2019. P. 27-28.

*Works additionally reflecting the scientific results of the dissertation*

44. Khrulev A. Method of compiling and using the vehicles history at their technical condition study in the tasks in determining the failure causes of the units and assemblies. *Criminalistics and Forensics*. 2020. Vol.65. P. 594-605. DOI: https://doi.org/10.33994/ kndise.2020.65.59 (date of access: 10.04.2025)

45. Khrulev A., Saraieva I., Vorobiov O., Sebko D. Digital diagnostics for determining the tightness of the combustion camera of the car engine. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*. 2020. No.18. P. 52-64. DOI: https://doi.org/ 10.30977/ VEIT.2226-9266.2020.18.0.52 (date of access: 10.04.2025)

46. Khrulev A., Klimenko V. Features of composing and application of logical methods for searching of failure causes of internal combustion piston engines in operation. *Aerospace technic and technology*. 2020. No.7 (167). P. 146-157. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt. 2020.7.20 (date of access: 10.04.2025)

47. Khrulev A.E. Simulation of the connecting rod damage when fluid enters the engine cylinder. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*. 2020. No.17. P. 5-18. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.17.0.5 (date of access: 10.04.2025)

48. Khrulev A.E. Applying logical and probabilistic methods to determine the causes of failure of turbochargers in the internal combustion engines operation. *Vehicle and Electronics. Innovative Technologies*. 2019. No.16. P. 5-18. DOI: https://doi.org/ 10.30977/VEIT.2019.16.0.5 (date of access: 10.04.2025)

49. Khrulev A.E., Dmitriev S.A. Influence of the inlet system design on dust centrifugation and the parts wear of the modern internal combustion engines. *Internal combustion engines*. 2020. No.2. P. 73-84. DOI: https://doi.org/10.20998/ 0419-8719.2020.2.10 (date of access: 10.04.2025)

50. Khrulev A.E., Dmitriev S.A. Some aspects of improving of ICE output parameters during modernization in the conditions of serial production. *Internal combustion engines*. 2019. №1. P. 63-72. DOI: https://doi.org/ 10.20998/0419-8719.2019.1.10 (date of access: 10.04.2025)

51. Khrulev A.E., Krotov M.V. The influence of faults in the lubrication system on the damage of the engine bearings. *Internal combustion engines*. 2018. No.1. P. 74-81. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.1.13 (date of access: 10.04.2025)

52. Khrulev A.E., Kochurenko Yu.V. Method for determining the cause of the ICE failure for severe damages in operation. *Internal combustion engines*. 2017. No.1. P. 52-60. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2017.1.10 (date of access: 10.04.2025)

53. Khrulev A.E., Gruzinskiy S.V., Kochurenko Yu.V. Application of numerical simulation and comparative analysis of the machine arrangements to increasing the accuracy of ICE cylinder head valve seats machining. *Internal combustion engines*. 2016. No.1. P. 72-80. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.14 (date of access: 10.04.2025)

54. Khrulev A.E., Kochurenko Yu.V. Problems of terminology and the subjective factors in the study of the ICE failures and their role in the proper identification of the causes of malfunctions. *Internal combustion engines*. 2016. No.2. P. 107-115. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.2.19 (date of access: 10.04.2025)

55. Khrulev A.E. Application of engineering methods in the investigation and definition of the cause of engine overheating. *Internal combustion engines*. 2015. No.1. P. 86-95.

ЗМІСТ

СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ ..... 30

ВСТУП ..... 33

РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМАТИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН НЕСПРАВНОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ..... 45

1.1 Характеристика сучасних досліджень технічного стану вузлів та агрегатів автомобіля ..... 45

1.2 Нерозв'язані проблеми науково-методичного забезпечення автотехнічних досліджень несправностей двигунів ..... 51

1.3 Основні методи та моделі для дослідження несправностей двигунів внутрішнього згоряння ..... 58

Висновки за розділом та постановка основних завдань дослідження ..... 81

РОЗДІЛ 2. ВДОСКОНАЛЕННЯ СТРУКТУРИ І МЕТОДОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕНЬ ТА РОЗВИТКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ..... 83

2.1. Експериментальні дослідження як відправна точка вдосконалення методології пошуку причин несправностей двигуна автомобіля ..... 83

2.2 Розвиток методу визначення причин значних пошкоджень автомобільних двигунів за допомогою таблиці ..... 98

2.3. Удосконалення логіко-імовірнісного методу пошуку несправностей двигунів ..... 101

2.4. Достовірність логіко-імовірнісного методу дослідження причини значних пошкоджень двигуна ..... 108

2.5 Розробка та застосування логіко-імовірнісного методу до завдання пошуку причин несправностей турбокомпресора ..... 111

2.6 Складання та вдосконалення дерева відмов турбокомпресора..... 120

Висновки за розділом..... 127

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА МЕТОДІВ ОЦІНКИ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕНЬ ТА РОЗВИТКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ МЕХАНІЗМІВ ДВИГУНА ПРИ ВІДМОВІ ЙОГО СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ І ЗМАЩЕННЯ..... 129

3.1. Загальна концепція методу моделювання пошкоджень деталей ..... 129

3.2 Моделювання процесу охолодження двигуна в аварійному режимі з низьким рівнем охолоджувальної рідини..... 130

3.3 Метод розрахунку підвищення температури елементів двигуна у разі порушення його охолодження ..... 137

3.3.1 Модель нагрівання датчика температури, стінки камери згоряння та головки поршня при порушенні охолодження ..... 137

3.3.2. Модель розрахунку нестаціонарного нагрівання елементів двигуна після порушення охолодження..... 142

3.4 Оцінка впливу відцентрових сил на змащення шатунних підшипників колінвала ..... 145

3.5. Метод розрахунку тиску подачі оливи до шатунних підшипників після відмови системи змащення ..... 148

Висновки за розділом..... 158

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА МЕТОДУ ОЦІНКИ ВПЛИВУ ГАЗОДИНАМІЧНОГО ПРОЦЕСУ НАПОВНЕННЯ ЦИЛІНДРІВ НА ВИНИКНЕННЯ І РОЗВИТОК НЕСПРАВНОСТІ ДВИГУНА..... 159

4.1 Метод розрахунку розподілу пилу по траєкторії руху одиночної частки в розгалужуваних впускних каналах..... 159

4.2 Чисельне моделювання двофазних течій повітря з частинками пилу у впускної системі двигуна ..... 171

4.2.1 Модель двофазної течії повітря з пилом у каналі з бічним відводом 90 градусів ..... 172

4.2.2. Моделювання двофазної течії повітря з частинками пилу при різних кутах повороту потоку..... 185

4.3 Метод розрахунку температури головки клапана при зміні режимів, що визначаються програмою регулювання фаз газорозподілу..... 195

Висновки за розділом..... 210

РОЗДІЛ 5. МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ, ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ І МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В ЦИЛІНДРАХ ДВИГУНА .... 212

5.1 Метод розрахунку характеру пошкодження шатуна в залежності від кількості рідини, що надійшла до циліндра при гідроударі..... 212

5.2 Моделювання процесу деформації деталей шатунно-поршневої групи двигуна при гідроударі у циліндрі за допомогою методу скінченних елементів ..... 231

5.3 Розрахункова модель визначення бічних сил у кривошипно-шатунному механізмі при гідроударі з використанням даних про напружено-деформований стан деталей..... 244

5.3.1 Визначення сил, які діють на деталі шатунно-поршневої групи при порушенні умов експлуатації ..... 244

5.3.2 Моделювання напружено-деформованого стану деталей шатунно-поршневої групи при нештатних навантаженнях..... 256

5.3.3 Визначення навантажень, що діють на поршень та поршневий палець

при гідроударі ..... 262

Висновки за розділом ..... 276

РОЗДІЛ 6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ПОШКОДЖЕННЯ ТА РОЗВИТКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ПРИ ПОРУШЕННІ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ..... 278

6.1 Обладнання та інструмент для досліджень технічного стану двигунів автомобілів ..... 278

6.2 Методи проведення експериментальних досліджень ..... 291

6.3 Інформаційне забезпечення досліджень причин несправностей двигунів . 296

6.4 Результати досліджень процесів пошкоджень вузлів та систем двигуна, перевірка достовірності запропонованих методів ..... 299

6.4.1. Дослідження пошкоджень поршневої групи та головки циліндрів при несправності в системі охолодження двигуна ..... 300

6.4.2 Дослідження пошкоджень підшипників колінчастого валу при порушенні подачі оливи в системі змащення ..... 306

6.4.3 Температурний стан головки впускного клапана при зміні режимів, що визначаються програмою регулювання фаз газорозподілу ..... 316

6.4.4 Дослідження процесів пошкодження шатуна при гідроударі ..... 319

6.4.5 Зіставлення результатів моделювання з відомими даними реальних пошкоджень двигуна внаслідок гідроудару ..... 326

6.4.6 Дослідження джерел локального абразивного зносу в циліндрах двигуна ..... 328

6.4.7 Дослідження процесів пошкодження двигуна внаслідок перевантаження ..... 335

6.4.8 Перевірка достовірності запропонованого логіко-імовірнісного методу за відомими результатами досліджень процесів виникнення і розвитку

несправностей у конкретних випадках відмов турбокомпресорів .... 354

6.5 Практична реалізація наукових досліджень ..... 357

Висновки за розділом ..... 361

ВИСНОВКИ ..... 364

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ..... 368

# СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ І СКОРОЧЕНЬ

Основні позначення

u, v, w – швидкість потоку, м/с;

p – статичний тиск, Па;

V – об'єм, $м^3$;

T – абсолютна температура, К;

m – маса, кг;

R – газова стала, Дж/кг К;

P – сила, Н;

M – момент, Нм;

ρ – густина, $кг/м^3$;

t – температура за шкалою Цельсія, $^oC$;

τ – час, с;

φ – кут повороту колінчастого валу, град (рад);

ω – кутова швидкість, рад/с;

n – частота обертання колінчастого валу, $хв^{-1}$;

l, L, δ – характерний лінійний розмір, довжина та товщина, м;

d, R – діаметр та радіус, мм;

f, F – площа, $м^2$;

G – масова витрата газу, кг/с;

ξ, μ – коефіцієнти гідравлічного опору та витрати;

β, γ, φ – кут, град;

σ – напруження, МПа;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $м^2/с$;

Q, A – кількість теплоти та робота, Дж;

q – питомий тепловий потік, $Вт/м^2$;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/м^2 \cdot К$;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/м·К;

Re = vd/ν – число Рейнольдса;

$Nu = \alpha d/\lambda$ – число Нуссельта;

Основні скорочення

АКБ – акумуляторна батарея;

АКП – автоматична коробка передач;

БЦ – блок циліндрів;

Б/В – вживані;

ВГШ – верхня (поршнева) голівка шатуна;

ВПЕ – водопаливна емульсія;

ВМТ – верхня мертва точка, найвище положення поршня;

ГБЦ – головка блоку циліндрів;

ГРМ – газорозподільний механізм, включає розподільний вал, клапани, штовхачі, пружини та ін.;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДПА – дизельна паливна апаратура;

ДТП – дорожньо-транспортна пригода;

КЗ – камера згоряння;

КШМ – кривошипно-шатунний механізм, що складається з колінчастого валу, вкладишів підшипників колінвала та шатунів;

МСЕ – метод скінченних елементів;

НГШ – нижня (кривошипна) головка шатуна;

НМТ – нижня мертва точка, найнижче положення поршня;

ОД – офіційний дилер;

ОР – охолоджувальна рідина;

ОЧ – октанове число палива;

ПД – поршневий двигун;

ПДП – портативний діагностичний прилад;

ПКВ – повороту колінчастого валу (кут);

ПТЗ – паспорт транспортного засобу;

РВ – розподільний вал;

СТО – станція технічного обслуговування;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

ТО – технічне обслуговування;

ТЗ – транспортний засіб;

ТУ – технічні умови (виробника);

ТЦ – технічний центр;

ЦПГ – циліндро-поршнева група, що складається з поршня, поршневих кілець та циліндра;

ЦЧ – цетанове число палива;

ШПГ – шатунно-поршнева група, що складається з шатуна, поршня та поршневого пальця;

ФТО – фільтр тонкого очищення (палива);

CAN-шина – шина обміну цифровою інформацією між електронними блоками (Controller Area Network – мережа контролерів);

DTC – діагностичні коди несправностей (Diagnostic Trouble Codes);

ECM – електронний контрольно-діагностичний модуль (Engine Control Module) в составе SFI;

MIL – контрольна лампа несправності (Malfunction Indicator Lamp);

OBD – бортова діагностика (On-Board Diagnostic);

OEM – оригінальна деталь виробника (Original Equipment Manufacturer);

PCV – клапан примусової вентиляції картера (positive crankcase ventilation);

SFI – система керування послідовним вприскуванням палива (sequential fuel injection);

VIN – ідентифікаційний номер транспортного засобу (Vehicle Identification Number).

# ВСТУП

**Актуальність теми** і її практична важливість випливають із загальної характеристики проблем, пов'язаних з визначенням причин несправностей ДВЗ, що може бути описано наступним чином. При проведенні автотехнічних досліджень застарілі методи оцінки технічного стану автомобіля і, зокрема, двигуна вимагає від фахівців значного часу на проведення порівняльного аналізу пошкодженої деталі з еталоном, застосування методів формальної логіки, трудомісткого узагальнення отриманих даних. Виникає багатоваріантність причин пошкоджень та несправностей об'єкту досліджень, яка знижує вірогідність правильного визначення причин несправностей, дослідження часто мають суб'єктивний характер, причина визначається неточно або навіть помилково.

На даний час методичних матеріалів для проведення автотехнічних досліджень, зокрема, щодо визначення причин несправностей ДВЗ недостатньо, у багатьох практичних випадках пошук причини несправності передбачає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка нерідко може мати суб'єктивний характер, сильно залежить від кваліфікації фахівця і може привести до помилкового визначення причини несправності.

Застосовувані методи визначення причин несправностей не повною мірою враховують особливості та умови експлуатації двигунів, не мають достатньої опрацьованості до формальних алгоритмів, внаслідок чого не дозволяють належним чином вірогідно виявляти причини несправностей без необхідності тривалого і копіткого аналізу всіх можливих причин і їх ознак.

Попри досить серйозний розвиток чисельних методів моделювання, що застосовуються для задач проєктування ДВЗ, практично відсутні методики моделювання різних несправностей, недостатньо опрацьовані питання застосовності відомих математичних моделей до завдань пошкодження деталей і вузлів ДВЗ. Недостатня увага до методів моделювання різних пошкоджень ДВЗ є

причиною неповноти опису в багатьох джерелах деяких поширених видів несправностей, їх ознак і причин.

Для розв'язання цих проблем необхідний як правильний загальний підхід, так і приватні методи, алгоритми та методики визначення причин несправностей двигунів, відсутні в даний час. Таким чином, існує наявність невирішеною наукової проблеми з розробки загальної методології визначення причин несправностей ДВЗ при проведенні автотехнічних досліджень.

**Зв’язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана відповідно до розпорядження Кабінету Міністрів України «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року» № 430-р. від 30.05.2018 р., а також Закону України «Про судову експертизу» № 4038-12 від 01.04.2015 р.

Тема дисертаційної роботи була складовою частиною науково-дослідних робіт, в тому числі при проведенні автотехнічних досліджень, судових експертиз і позасудових експертних досліджень, при вирішенні спорів між власниками, технічними центрами з обслуговування автомобілів, дилерами, імпортерами та виробниками, в поточній діяльності Міжнародного моторного бюро (ММБ, Київська обл.) при виконанні автотехнічних досліджень: замовник ПО Чернов Д.О., договір №01/09 от 10.09.2018 р.; замовник Спеціалізований моторний центр механичной обробки «АБ-Інжиніринг» (Одеса), договір №01/03-А від 14.03.2018 і договір №02/07-А від 15.06.2021; замовник ТОВ «АЗОВ ІНК», договір №03/10 від 16.10.2023; замовник ФОП Лоха В.Г. (СТО «Hydro-Boost Fuel Systems»), договір №05/02 від 27.02.2024. Також дослідження причин пошкоджень двигунів виконувалися у межах договірних робіт Міжнародного моторного бюро з виробничими компаніями України, у тому числі ТОВ "Оборонні технології", договір №Р-04/12 від 12.12.2023, ФОП Мартинов Р.А., договір №Т01/12 від 14.12.2023 та ін., які передбачали аналіз несправностей двигунів, розробку ремонтних технологій та постачання ремонтного обладнання.

Значний обсяг договірних робіт виконан з відомими іноземними компаніями-виробниками обладнання та верстатів для ремонту двигунів за

тематикою, яка включала аналіз пошкоджень двигунів, розробку ремонтних технологій, усунення несправностей, обслуговування верстатів з ремонту двигунів та вирішення спорів з експлуатантами. Це, зокрема компанія AMC-SCHOU A/S (Данія), Дистриб'юторський контракт №1 від 01.01.2017; компанія ROBBI GROUP s.r.l. (Італія), Дистриб'юторський контракт №01-1008 від 13.09.2021; компанія Guyson International Ltd. (Англія), Агентська угода №11/01 від 20.06.2022; компанія JENS LINDE A/S (Данія), Дистрибьюторский контракт №1 від 01.03.2017 з Додатковою угодою №1 від 10.03.2017 і Дистриб'юторський контракт №02/19 від 01.05.2019 з Додатковою угодою №1 від 16.01.2020; компанія CARMEC d.o.o. (Словенія), Агентська угода №14/07 від 10.07.2022 і Агентська угода №15/12 від 12.12.2023; компанія BestWin (Dezhou) Co., Ltd. (Китай), Агентська угода №09/12 від 11.12.2023; компанія Maneklal Global Exports (Індія), Агентська угода №1 від 08.06.2021; компанія MAXPRECI MACHINES Privat Limited (Індія), Агентська угода №16/09 від 02.09.2023; компанія MUTEKS MAKINA SAN. Ltd. Sti. (Туреччина), Агентська угода №10/01 від 10.06.2022; компанія POLEKS MAKINA SANAYI VE TICARET AS. (Туреччина), Агентська угода №10/01 від 05.09.2023; компанія PRESSAN HIDROLIK PRES SAN. TIC. Ltd. Sti. (Туреччина), Агентська угода №10/01 від 05.09.2023; компанія SERDARLAR MAKINE SANAYI VE Tic. Ltd. (Туреччина), Представницька угода №02/07 від 15.07.2018; компанія REKTAS MOTOR YENILEME MAK.IMA. SAN. VE Tic. Ltd. Sti. (Туреччина), Агентська угода №07/01 від 20.02.2022.

Крім зазначених, у роботі використано результати досліджень пошкоджень підшипників колінчастих валів у рамках Контракту № 02/17 від 01.04.2017 з відомим світовим виробником підшипників для двигунів компанією KING ENGINE BEARING Ltd. (Ізраїль).

**Мета та завдання дослідження.** Мета роботи полягає у розробці методів (методології) оцінки причин пошкоджень та розвитку несправностей двигуна внутрішнього згоряння транспортних засобів при порушенні умов експлуатації

шляхом створення і аналізу теоретичних моделей (математичних, комп'ютерних, структурно-логічних).

Для реалізації поставленої мети необхідно розв'язати такі завдання:

– виконати аналіз методів моделювання та розрахунку пошкоджень та розвитку несправностей двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу;

– провести удосконалення логіко-ймовірнісного методу оцінки причин пошкоджень двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу;

– розробити метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при відмові системи змащення;

– розробити метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при відмові системи охолодження;

– розробити метод оцінки причин пошкоджень деталей двигуна внутрішнього згоряння з урахуванням попадання та руху частинок пилу у впускному тракті;

– розробити метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внутрішнього згоряння внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри;

– експериментально обґрунтувати, перевірити та підтвердити розроблені методи оцінки причин несправності двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу.

**Об'єкт дослідження –** процес пошкодження та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу.

**Предмет дослідження** – оцінка причин пошкодження та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при порушені умов експлуатації транспортного засобу.

**Методи дослідження.** При визначенні наукової проблеми на основі вивчення робіт попередніх дослідників використано методи аналізу та синтезу.

При розробці та вирішенні математичних моделей, що описують несправності механізмів двигуна, а також для опису нестаціонарних процесів течії та теплообміну в елементах двигунів використовувалися методи математичного моделювання, диференціювання та інтегрування складних функцій. Аналіз отриманих результатів та розробка логічних графів подій відмов в рамках аналізу дерева відмов виконаний за допомогою абстрактно-логічного методу. Моделювання напружено-деформованого стану деталей і 3-мірної двофазної течії повітря з частинками пилу проводилося за допомогою методу комп'ютерного моделювання, реалізованого в програмі ANSYS, а також за допомогою методів чисельного інтегрування і чисельного рішення диференціальних рівнянь. Перевірка теоретичних положень, представлених в дисертації, виконана на базі методів дослідження технічного стану транспортних засобів.

**Наукова новизна** наукових положень і результатів, одержаних особисто здобувачем і поданих на захист, полягає в тому, що розроблені методи визначення причин несправностей двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів як загальна концепція, що є сукупністю теоретичних та практичних методів і методик, що застосовуються для ефективного проведення досліджень та включають набір нових адаптивних моделей:

– вперше розроблений метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внутрішнього згоряння внаслідок гідравлічного удару в циліндрах при порушенні умов експлуатації транспортного засобу. На відміну від наявних, даний метод дозволяє оцінити кількість рідини за результатами математичного і комп'ютерного моделювання та ознаками пошкоджень двигуна, тим самим встановити причину виникнення і розвитку даного виду несправності при проведенні досліджень;

– удосконалено метод оцінки причин термічних пошкоджень деталей двигуна внутрішнього згоряння та його перегріву при втраті охолоджувальної рідини при порушенні умов експлуатації. На відміну від наявних, цей метод дозволяє застосувати розроблену математичну модель, яка враховує не тільки

рідинну, але і парову фазу, тим самим покращуючи точність та об'єктивність дослідження;

– удосконалено метод оцінки причин пошкоджень підшипників колінчастого валу двигуна при відмові системи змащення. На відміну від наявних, цей метод дозволяє на підставі математичного моделювання зробити висновок про тривалість роботи двигуна в аварійному режимі, після чого надає об'єктивну оцінку причини пошкодження та розвитку несправності підшипників колінчастого валу двигуна для ефективного проведення дослідження;

– удосконалено метод оцінки причин пошкоджень деталей двигунів внутрішнього згоряння при відмові системи повітроочищення, з урахуванням руху частинок пилу у впускному тракті (колекторі) при порушенні умов експлуатації. На відміну від відомих даний метод дозволяє за допомогою розробленої математичної моделі встановити характер руху і розподілу відносної маси частинок пилу по циліндрах двигуна в залежності від конфігурації впускного колектору, умов і режимів експлуатації двигунів у транспортних засобах, і об'єктивно визначити характерні причини нерівномірного зносу різних пар тертя у двигуні;

– отримав подальший розвиток логіко-імовірнісний метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправностей двигунів внутрішнього згоряння, якій на відміну від відомих методів дозволяє більш об'єктивно і з меншими витратами часу зробити висновок для ефективного проведення досліджень.

**Практичне значення одержаних результатів.** Практичне значення роботи полягає в отриманні теоретико-методологічних положень, методів і алгоритмів, що дозволяють підвищити ефективність і вірогідність визначення причин несправностей ДВЗ, в тому числі:

– з високою імовірністю локалізувати та виявляти причин несправностей двигунів, в тому числі ще на попередній стадії дослідження, помітно скоротити обсяг можливих дій і витрат, необхідних для їх пошуку;

– зменшити витрати на усунення несправностей, підвищити якість наданих послуг по обслуговуванню і ремонту двигунів транспортних засобів;

– підвищити ступінь методичного забезпечення профільного персоналу з експлуатації і ремонту та рівень підготовки фахівців, пов'язаних з визначенням технічного стану двигунів транспортних засобів;

– використовувати розроблені методи і алгоритми щодо профілактики несправностей двигунів транспортних засобів, які дозволять доповнити стандартні алгоритми пошуку несправностей, рекомендовані для практичної роботи сервісних центрів.

Сформульовані наукові концепції та теоретичні положення реалізовані у вигляді конкретних методів, розроблених до рівня впровадження в практику профільних організацій, підготовлені необхідні рекомендації та методична документація.

Результати дисертаційної роботи можуть використовуватися в підприємствах з експлуатації автомобільної техніки, в тому числі з метою правильного визначення причин пошкоджень для подальшого ремонту і рекламацій після проведеного ремонту. Крім цього, результати роботи можуть бути використані в судовій автотехнічній експертизі та експертних дослідженнях, проведених з метою визначення технічного стану та причин несправності автомобільних двигунів, а також при підготовці фахівців з експлуатації і ремонту двигунів транспортних засобів та судових експертів.

Запропоновані в дисертації наукові положення, розробки та рекомендації впроваджені:

– в Національному науковому центрі "Інститут судових експертиз" ім. проф. М.С. Бокаріуса при виробництві автотехнічних експертиз та експертних досліджень технічного стану транспортних засобів;

– у виробничій діяльності іноземної компанії «Serdarlar Makina» (Туреччина), відомого світового виробника обладнання для ремонту двигунів, шляхом удосконалення технології виробництва, підвищення точності та якості ремонту деталей двигунів на обладнанні, що випускається;

– у практичній діяльності ТОВ «Укрспецсистемс» при розробці нових зразків техніки та їх дослідному доведенні;

– у ТОВ «ММСІ» при виборі технологій ремонту автомобільних двигунів та оснащені підприємства сучасним обладнанням;

– в практичній діяльності приватного підприємства "Міжнародне моторне бюро" (Київська обл.) при проведенні досліджень технічного стану і визначення причин несправності;

– в операційній діяльності Спеціалізованого моторного центру механічної обробки «АБ-Інжиніринг» (Одеса) при проведенні досудових експертних досліджень, експертних оглядів і консультацій фахівця з метою визначення причин несправності і оцінки вартості ремонту автомобільних двигунів;

**Особистий внесок здобувача.** Положення та результати, що виносяться на захист дисертаційної роботи, в тому числі розробка наукових положень роботи, вибір методів досліджень, їх використання, аналіз результатів і обробка експериментальних даних, отримані здобувачем самостійно. Деякі результати досліджень обговорювалися спільно з науковим консультантом, іншими вченими і фахівцями, що знайшло відбиття в спільних публікаціях.

Особистий внесок здобувача підтверджують 55 наукові та науково-практичні роботи [74-111, 239-268], з яких 25 робіт [74, 81, 84, 89-90, 109-111, 247, 252-264, 266-268] опубліковано без співавторів.

З виконаних у співавторстві 30 праць необхідно відзначити наступні завдання і результати, виконані автором самостійно, в тому чісли: у монографії [103] – розділи 2-6, у яких за допомогою теоретичних та експериментальних методів досліджено різні види пошкоджень двигунів, що дозволяє більш якісно та точно визначати причини несправності двигунів в експлуатації; в працях [74, 76, 77, 79, 81, 90, 96-97, 100-101, 103, 106, 239, 241, 244-245, 248-251, 254, 256, 264] – теоретичний аналіз процесів, розробка методів, математичних моделей і алгоритмів розрахунку процесів механізмів виникнення і розвитку несправності автомобільних двигунів, процесів пошкоджень деталей при різних видах несправності, викликаних порушеннями умов експлуатації, проведені дослідження за допомогою розроблених здобувачем моделей, аналіз і узагальнення отриманих результатів і даних з досліджуваних несправності; у

працях [87, 89, 96, 101, 103, 106, 108, 240, 248-249, 252, 258-259, 265] – метод оцінки причин пошкоджень деталей двигуна внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри; у працях [81, 87, 96, 97, 103, 250, 242, 260, 264] – розробка метода оцінки причин термічних пошкоджень деталей механізмів двигуна в залежності від поточного часу з моменту втрати охолоджувальної рідини та перегріву двигуна; [76, 78, 87, 103, 242-243, 254, 256, 262, 264] – розробка вдосконаленого методу оцінки причин пошкоджень підшипників колінчастого валу двигуна в залежності від поточного часу з моменту припинення подачі тиску моторної оливи; [77, 96, 103, 241, 247, 253, 255, 265] – запропонований метод і розроблена модель оцінки причин пошкоджень деталей механізмів двигуна з урахуванням руху частинок пилу у впускному тракті багатоциліндрового двигуна; [77, 95, 97, 103, 105, 268, 247, 251, 255, 257, 267] – розроблена методика розрахунку для оцінки причини термічного пошкодження впускних клапанів для сучасних двигунів з регульованими фазами газорозподілу; [74, 79, 87, 96-97, 102, 106, 111, 239, 242, 244, 246, 256, 264] – виконано визначення і структурування ознак, причин і розвитку складних видів несправності двигунів автомобілів, виявлення закономірностей, що викликають появу цих видів несправності, розробка та узагальнення методів, що дозволяють ефективно і точно встановлювати причини несправності двигунів за сукупністю ознак при проведенні автотехнічних досліджень, розробка методики логічного аналізу ознак несправності і побудови логічних графів дерева відмов стосовно до потреб і проблем автотехнічних досліджень технічного стану сучасних автомобільних двигунів; [76-79, 87, 89, 95, 103, 105, 108, 245, 240-243, 247-251, 254, 255-256, 258-260, 267-268] – проведено експериментальне дослідження несправних автомобільних двигунів у рамках автотехнічних досліджень їх технічного стану, а також експериментальний доказ і обґрунтування розроблених та удосконалених методів оцінки причин виникнення та розвитку механізмів несправності автомобільних двигунів.

**Апробація результатів дисертаці.** Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися та отримали позитивну оцінку на: Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції "World of scientific research" (Opole, Poland, 14-15 December 2023, заочна форма участі), 39th International Scientific and Practical Conference "Modern aspects of modernization of science: status, problems, development trends" (Gothenburg, Sweden, December 7, 2023, заочна форма участі), VII Міжнародної науково-практичної конференції «Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу» (24-25.11.2023), Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції "World of scientific research" (Opole, Poland Issue 24, 21-22 листопада 2023 р., заочна форма участі), 11th International scientific and practical conference “Integration of science as a mechanism of effective development” (Helsinki, Finland, November 28 – December 01, 2023, заочна форма участі), XII International Scientific and Practical Conference “Innovations and prospects in modern science” (Stockholm, Sweden, 20-22 November, 2023, заочна форма участі), II International Scientific and Practical Conference “Innovative development of science, technology and education” (Vancouver, Canada, 16-18 November, 2023, заочна форма участі), 60th International scientific and practical conference “War – Challenges in Modern Science” (Canada, Ottawa, November 16-17, 2023, заочна форма участі), 9th International scientific and practical conference “Scientists and existing problems of human development” (Zagreb, Croatia, November 14-17, 2023, заочна форма участі), 3rd International scientific and practical conference "Current challenges of science and education" (Berlin, Germany, November 13-15, 2023, заочна форма участі), 9th International scientific and practical conference "Modern problems of science, education and society" (Kyiv, Ukraine, November 6-8, 2023, заочна форма участі), 3rd International scientific and practical conference "Modern research in science and education" (Chicago, USA, November 9-11, 2023, заочна форма участі), Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при

підготовці фахівців" (23-25 жовтня 2023 р., Харьків, Харківський національний автомобільно-дорожний університет, очна форма участі), Міжнародної мультидисциплінарної наукової інтернет-конференції "World of scientific research" (м. Тернопіль, Україна, м. Ополе, Польща, 24-25 жовтня 2023 р., заочна форма участі), XXVIII Міжнародному конгресе двигунобудівників (Харьків, Харківський авіаційний університет, 5-8 вересня 2023 р., очна форма участі), XXV Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Харків, Харківський авіаційний університет, 8-13 вересня 2020 р., очна форма участі); Міжнародному симпозіумі The 18th Israeli Symposium on jet engines and gas turbines (Technion, Haifa, November 28, 2019, очна форма участі); XXIV Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 2-7 вересня 2019 р., очна форма участі); XXIII Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 3-8 вересня 2018 р., очна форма участі); XXII Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 5-10 вересня 2017 р., очна форма участі); XXI Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 5-10 вересня 2016 р., очна форма участі); XX Міжнародному Конгресі двигунобудівників (Коблево, 5-10 вересня 2015 р., очна форма участі).

Дисертаційна робота в повному обсязі доповідалась, обговорювалась і отримала позитивну оцінку на міжкафедральних наукових семінарах кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. Говорущенко М.Я., кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, кафедри автомобільної електроніки, кафедри технології машинобудування та ремонту машин, кафедри організації та безпеки дорожнього руху, кафедри двигунів внутрішнього згоряння, кафедри деталей машин та теорії механізмів і машин (м. Харків, ХНАДУ, 27 травня 2021 р., 23 грудня 2021 р., 16 травня 2024 р., 17 жовтня 2024 р. та 22 квітня 2025 р.).

**Публикації.** Основні результати дисертаційної роботи опубліковані у 55 науково-практичних роботах, зокрема: 1 монографія, 7 статей у фахових виданнях, що входять в наукометричну базу Scopus, з яких 4 статті – в закордонних фахових виданнях та 3 статті у фахових виданнях, що входять в перелік МОН України категорії А, 14 статей – у фахових виданнях, що входять в

перелік МОН України категорії Б і 3 статті у закордонних виданнях; 18 тез доповідей опубліковані в збірниках праць міжнародних науково-практичних конференцій і 12 додаткових наукових праць, які відображають зміст дисертації.

**Структура й обсяг роботи.** Дисертація складається із анотації, вступу, 6 розділів, висновків по кожному розділу, загальних висновків, списку використаних джерел та додатків.

Повний обсяг роботи становить 412 сторінок, в тому числі основного тексту 283 сторінки, 172 рисунка та 16 таблиць. Список використаних джерел включає 419 найменування робіт на 45 сторінках, з них 119 кирилицею та 300 латиницею. Окремий том Додатків містить 7 додатків на 407 сторінках, в тому числі основного тексту 137 сторінок, 94 рисунка, 6 таблиць та 226 сторінок документів.

# РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМАТИКА ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИЧИН НЕСПРАВНОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

## 1.1 Характеристика сучасних досліджень технічного стану вузлів та агрегатів автомобіля

Аналіз практики досліджень різних несправностей двигунів [123, 184, 211, 219, 224, 246, 347] показує, що є ціла низка труднощів щодо визначення причин несправностей.

На етапі пошкодження та його початкового розвитку для локалізації несправності з метою подальшого визначення її причини може бути корисною система самодіагностики блоку керування двигуном [20, 27, 135, 150, 222, 349]. Сучасні системи самодіагностики деяких транспортних засобів дозволяють в окремих випадках зафіксувати та ідентифікувати момент початкового експлуатаційного пошкодження двигуна, звідки іноді навіть можна отримати точний час від початкового пошкодження до відмови [149, 222, 349, 361].

Практика показує, що це можна як у початковий період після первинного пошкодження, і після його розвитку та виникнення відмови [14, 55, 135, 308]. Однак використовувати ці дані для створення якихось кількісних закономірностей найчастіше неможливо через вплив особливостей конструкції конкретних ДВЗ, режимів роботи після пошкодження, особливостей запису та зберігання інформації в більшості систем самодіагностики (у тому числі стирання інформації після зняття живлення) і, як наслідок, значних труднощів у збиранні необхідної статистики [103].

У результаті експерт-дослідник нерідко стикається лише з кінцевим результатом відмови, наприклад, з великою кількістю уламків зруйнованих деталей – шатуна, поршня та блоку циліндрів [87, 246, 343].

Очевидно, правильне визначення причин несправностей та побудова будь-яких методик неможливе без докладного опису та аналізу всіх їх ознак. При цьому важливо, що вирішити пряме завдання, а саме лише за характером руйнування окремих деталей [183-184, 317, 338, 348] визначити причину, через

яку вони перетворилися на уламки, неможливо, а спроба саме так підійти до вирішення завдання є типовою помилкою експертів, яка не дозволяє правильно виявити причину несправності [99, 247].

Саме для правильного визначення причини необхідно вирішувати зворотне завдання – встановити ознаки, які з'явилися на деталях внаслідок їхнього початкового пошкодження ще в той час, коли деталі зберігали працездатність [87, 90].

Дослідження з метою визначення причини несправності в експлуатації найчастіше проводяться в період, коли автомобіль тимчасово не експлуатується, на замовлення експлуатанта (власника), дилера (торгової організації), імпортера (якщо автомобіль іноземного виробництва), самого виробника, а також суду, якщо суперечка між сторонами про причини несправності (відмови) розглядається в суді [56].

Саме в цьому полягає основна складність таких досліджень, причому найскладнішим виявляється визначення причин передчасних відмов двигунів у гарантійний період, встановлений виробником, коли, крім порушення умов експлуатації [87-88, 91, 245-246], необхідно розглядати та виробничі причини несправностей [99-100].

Порядок виконання досліджень причин несправностей встановлює їхню обґрунтованість, забезпечує збереження даних діагностики, фіксацію рівня робочих рідин, характерних слідів на зовнішніх поверхнях та багатьох інших даних [56, 103]. Такі роботи проведені з великою номенклатурою автомобілів і двигунів найбільш популярних марок та моделей, таких як Toyota моделей Corolla, Camry, Alphard, Highlandar, Landcruiser, автомобілів Lexus моделей GS350, RX400, LX570, автомобілів Honda моделей Civic, Accord, CRV, Pilot, автомобілів Audi моделей A4, A5, A6, A8 автомобілів Nissan моделей X-Trail, Teana, автомобілів Renault моделей Logan, Duster, автомобілів Mazda CX-7, CX-9, а також автомобілів Mercedes, BMW, Opel, Mitsubishi, Rover, Volvo, Ford, VW, FIAT, Jaguar, Jeep та інших (у Додатку Е як приклади наведені експертні

висновки за несправністю двигуна Mercedes автомобіля ТАГАЗ KJ TAGER, а також двигунів автомобілів TOYOTA Land Cruiser 150 та TOYOTA CAMRY).

Як показує практика, в деяких випадках при значних пошкодженнях (пробою блоку циліндрів, заклинювання колінчастого валу [87, 88, 103]) заздалегідь зрозуміло, що для визначення причини необхідна повна розбирання двигуна, в інших – рішення про розбирання двигуна, повного або часткового, має прийматися після уточнення його стану під час огляду. При цьому від типу та моделі транспортного засобу залежить трудомісткість та час виконання цих робіт, а також необхідне для них обладнання та персонал [103].

За результатами такого попереднього аналізу необхідно вирішити, яке обладнання та інструмент слід підготувати для проведення дослідження заздалегідь, а яке обладнання може бути отримане на місці, наприклад, у сервісної організації, де проводитиметься огляд автомобіля [91].

Вивчення документів про історію автомобіля, що передує появі несправності, є одним із найважливіших етапів роботи з дослідження причин несправності [90].

У загальному випадку можуть бути задані, як мінімум, чотири основних (типових) питання щодо причини несправності:

1) Чи є несправності у двигуні автомобіля, і якщо так, то які саме?

2) Якщо несправності у двигуні є, то які причини їх виникнення?

3) Чи є несправності у двигуні наслідком виробничого дефекту, робіт з технічного обслуговування (ремонту) автомобіля чи інших дій, у тому числі тюнінгу тощо, або вони є результатом експлуатації автомобіля?

4) Чи могли дії власника та/або особи, яка керувала автомобілем, призвести до таких несправностей?

За важливістю цих питань їх можна назвати обов'язковими, тому це мінімальний перелік питань, на які при виконанні дослідження необхідно відповісти в будь-якому випадку. Однак, крім зазначених, замовником можуть бути поставлені різні уточнювальні питання.

Крім того, деталі можуть зберігатися невідповідним чином – або у не опечатаному автомобілі, або на стелажі в приміщенні сервісу, де до них є вільний доступ сторонніх. У таких випадках виникає необхідність досліджувати та ідентифікувати зняті деталі з метою визначення їхньої приналежності [90].

При тривалому зберіганні двигуна, особливо розібраного, неминуча і корозія його деталей, яка може знищити характерні сліди (ознаки) і утруднити точного визначення причини пошкоджень. Найсильнішої корозії при тривалому зберіганні піддаються циліндри блоку, якщо головка блоку і піддон зняті з двигуна, і попри це навіть мінімальні заходи захисту поверхонь від впливу навколишнього середовища застосовуються на практиці вкрай рідко [103].

Проблеми, що виникають під час вирішення завдання визначення причини несправності двигуна, досить численні. До суб'єктивних чинників можна віднести недостатній досвід дослідника, нерозуміння їм суті досліджуваних процесів, з причин, пов'язаних із нестачею часу, коштів та кваліфікації експерта [90].

Справді, аналіз опублікованих джерел, наприклад, [55, 86, 123, 182, 184, 211, 224] показує, що відомі на сьогодні способи (назвемо їх умовно методиками) визначення причин несправностей та відмов двигунів в експлуатації можна розділити на 3 групи. Це:

1) таблиці несправностей,

2) довідники несправностей,

3) методики діагностики технічного стану.

Перша група є різного роду та детальної опрацьованості таблиці несправностей (рис.1.1), в яких прописані основні симптоми несправної роботи та відповідні їм причини [186, 305].

У таблиці кожній проблемі (симптому) відповідає більше десятка можливих причин, що визначає значні витрати часу на перевірки та ускладнює використання методу.

| Possible Cause | Trouble and Symptoms | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Lacks Power | Black Smoke | Excessive Oil Consumption | Blue Smoke | Noise | Excessive Oil - Compressor | Excessive Oil - Turbine | Drag or Bind in Rotor Assy | Excess Rotor play | Damaged Comp. Wheel | Damaged Turb. Wheel |
| Dirty Air Cleaner Element | • | • | | • | • | • | | | | | |
| Plugged Crankcase Breathers | | | • | | | • | • | | | | |
| Air Cleaner Element Missing or loose to Turbo | | | | | • | | | • | | • | |
| Collapsed or restricted air pipe to Turbo | • | • | | • | • | • | | | | | |
| Restricted or Damaged Boost Tube | • | • | | | • | • | | | | | |
| Foreign Object Between Air Cleaner & Turbo | • | • | | | • | • | | • | • | • | |
| Foreign Object in Exh. Sys. From Engine | • | • | | | • | | • | • | • | | • |
| Turbocharger Flanges, Clamps, or Bolts Loose | • | • | • | • | • | • | • | • | • | • | • |
| Inlet Manifold Cracked, Loose Gaskets/Hoses | • | • | | • | • | • | | | | | |
| Exh. Manifold Cracked, Burned/Blown Gasket | • | • | | | • | | | | | | |
| Restricted Exhaust System | | | | | • | | | | | | |
| Oil Lag at Start-up | | | | | | | | • | • | | |
| Insufficient Lubrication | | | | | | | | • | • | | |
| Contaminated Lube Oil | | | | | | | | • | • | | |
| Improper Type Lubricating Oil Used | | | | | | | | • | • | | |
| Restricted Oil Feed Line | | | | | | • | • | • | • | | |
| Restricted Oil Drain Line | | | • | | | | • | | | | |
| Turbine Housing Damaged or Restricted | • | • | | | • | | | | | | • |
| Turbocharger Seal Leakage | | | • | • | | • | • | | | | |
| Worn Journal Bearing | • | • | • | | • | • | • | • | • | • | • |
| Excess Dirt build-up on Comp. Housing | • | • | | • | • | • | | • | | • | • |
| Excess Carbon Build-up behind Turb. Wheel | • | • | | • | • | | • | • | | | • |
| Too Fast Acceleration at Initial Start-up, Oil Lag | | | | | | | | | • | • | |
| Too Little Warm-up Time | | | | | | | | | • | • | |
| Fuel Pump Malfunction | • | • | | | | | | | | | |
| Worn or Damaged Injectors | • | • | | | | | | | | | |
| Valve Timing | • | • | | | | | | | | | |
| Burned Valves | • | • | | | | | | | | | |
| Worn Piston Rings | • | • | | | | | | | | | |
| Burned Piston(s) | • | • | | | | | | | | | |
| Leaking Oil Feed Line | | | | | | | | • | • | | |
| Excessive Engine Pre-Oil | | | | • | | | • | | | | |
| Excessive Engine Idle | | | • | • | | • | • | | | | |
| Coked or Sludged Center Housing | | | • | • | | | • | • | | | • |
| Oil Pump Malfunction | | | | | | | | | • | | |
| Oil Filter Plugged | | | • | • | | • | • | • | • | • | • |
| Oil Bath Air Cleaner: Inlet screen restricted | • | • | • | • | • | | | | | | |
| Oil Bath Air Cleaner: Oil Pull /Viscosity Low | • | • | • | • | • | | | | | | |
| Boost Control Malfunction: Wastegate | • | • | • | • | • | • | • | | • | • | • |
| Boost Control Malfunction: VNT | • | • | • | • | • | • | • | | • | • | • |
| Boost Control Malfunc: Eng. Mgmt. System | • | • | • | • | • | • | • | | • | • | • |

Рисунок 1.1 – Типова таблиця несправностей двигуна [305]

Це з багатозначністю вказівки причини несправності – таблиці зазвичай дають при схожості ознак десятки можливих причин, причому що більше таблиця "просунута" і докладна, тим більшу неоднозначність вона дає [305].

Друга група методик поєднує довідники несправностей [165, 178-184, 317, 339, 399]. Загалом це самі таблиці несправностей, але ілюстровані фотографіями пошкоджених деталей і забезпечені докладним описом самих пошкоджень та його причин (рис. 1.2).



MOTORSERVICE

Damage due to abnormal combustion 3.4

3.4.2 Removal of material by melting from the piston head and piston skirt (petrol engines)

**Description of the damage**

- The piston head has melted through behind the piston rings.
- The piston skirt has not seized; melted material has been worn away off the damaged area onto the piston skirt.

*Abb. 1*

**Damage assessment**

The removal of material by melting from piston heads in petrol engines is the result of glow ignition on pistons with mostly flat crowns and relatively large quenching areas. Glow ignition is triggered by glowing parts in the combustion chamber that are hotter than the self-ignition temperature of the air-gas mixture. These are essentially the spark plug, the exhaust valves and any oil carbon deposits on the combustion chamber walls.
In the quenching area, the piston head is heated up significantly due to the glow ignition. The high temperatures cause the piston material to go soft. Material is carried away as far as the oil control ring due to the combined effects of inertia force and combustion gases entering the damage area.

**Possible causes for the damage**

- Heat value of the spark plugs too low.
- Mixture too lean, resulting in higher combustion temperatures.
- Damaged valves or insufficient valve clearance, causing the valves to not close correctly. The hot combustion gases streaming past cause the valves to start to glow. This primarily affects the exhaust valves, as the intake valves are cooled by the fresh gases.
- Glowing combustion residue on the piston crowns, the cylinder head, the valves and the spark plugs.
- Unsuitable fuel with an octane rating that is too low. The fuel quality must correspond to the compression ratio of the engine, i.e. the octane rating of the fuel must cover the octane requirements of the engine under all operating conditions.
- Petrol contaminated by diesel, which lowers the octane rating of the fuel.
- High engine or intake air temperature caused by inadequate ventilation of the engine compartment.
- General overheating of the engine.

Рисунок 1.2 – Типовий опис одного з видів несправності у довіднику несправностей [317]

Спільним для обох методик визначення причин несправностей і те, що вони вимагають непросто знань конструкції та роботи двигунів, а спеціальної підготовки та досвіду дослідника, що перешкоджає їх застосуванню практично. Непідготовлений споживач, швидше за все, не зможе за допомогою таблиці знайти несправність, а висококваліфікований спеціаліст цілком здатний знайти несправність і без них, спираючись на свої знання та досвід. Крім того, оскільки таблиці та довідники несправностей складаються, головним чином, компаніями,

які виробляють запчастини та комплектуючі [178-182, 184, 292-296, 317-318], у них практично неможливо знайти описи виробничих дефектів.

В результаті правильне визначення причини несправності на практиці найчастіше вдається лише фахівцю з серйозною підготовкою та власним досвідом дослідження причин несправностей [213, 352] – в інших випадках є великий ризик помилитися, отримати повторну відмову та подвоїти, а іноді й потроїти власні витрати на ремонт транспортного засобу.

На відміну від вищевказаних, діагностичні методи [14, 49, 55, 217, 232] є давно і добре науково розробленими, з діагностики двигуна є велика література, багатьма фірмами випускається велика номенклатура діагностичного обладнання [73, 303].

Разом з тим, є особливості та труднощі застосування діагностичних методів в практиці визначення причин несправностей, що пов'язано з цілою низкою проблем, у тому числі висока вартість діагностичного обладнання, яке також не скрізь доступне [73, 303]. Є також багато видів пошкоджень та відмов у механічній частині двигунів, і вони, як правило, погано діагностуються [103].

Крім того, є відмінність задач визначення причин несправностей від поширених і часто розв'язуваних задач діагностики [55, 229]. Так, діагностика та визначення причин несправностей мають різні цілі та завдання – наприклад, при діагностиці зазвичай локалізується несправний елемент для подальшої його заміни [303], у той час, як при пошуку причин несправностей шукається причина відмови елемента [246].

## 1.2 Нерозв'язані проблеми науково-методичного забезпечення автотехнічних досліджень несправностей двигунів

Різні пошкодження та відмови можуть виникнути у різних системах та вузлах на всіх етапах експлуатації ДВЗ [103, 211, 246]. При цьому несправності в системі охолодження проявляються часто у вигляді серйозного порушення температурного режиму ДВЗ – перегріву, і спричиняють дуже важкі наслідки

для двигуна аж до повного виходу з ладу та не ремонтопридатності [81, 98]. Згідно з останніми даними [308], більш ніж половина від загальної кількості всіх несправностей в експлуатації пов'язане з охолоджувальною рідиною, втрата якої, у тому числі через пошкоджений радіатор, викликає аварійний режим роботи двигуна.

Попри загальновідомість явища перегріву двигуна, велика кількість робіт, як і раніше, присвячена особливостям перегріву, засобам його діагностики та викликаних ним наслідків для двигуна [308, 313, 319, 321, 350].

Аналіз джерел, хоч би як широко він робився, показує [234, 321], що зазначені особливості практично не обговорюються у відомих роботах з дослідження систем охолодження ДВЗ. У цьому випадку йдеться про особливості роботи двигуна при стані відмови в системі охолодження, тоді як у відомих дослідженнях даному аварійному режиму практично не приділяється уваги.

Справді, у теорії, а й у практиці, визначення причини несправності двигуна, супроводжуваної перегрівом, у багатьох випадках утруднено [81]. Наприклад, в експлуатації ДВЗ далеко не завжди зрозуміло, чи міг водій бачити підвищення температури охолоджувальної рідини (ОР) на покажчику її температури на панелі приладів, щоб вчасно вжити всіх необхідних заходів для запобігання відмови двигуна (у деяких автомобілів стрілкового покажчика температури взагалі немає – є тільки контрольна лампа перегріву). В результаті можлива суперечка між споживачем (водієм) та продавцем, організацією що обслуговує і навіть виробником про причини та відповідальність сторін спору за пошкодження двигуна через перегрівання [260].

Відповідно до цього, необхідно виявити закономірності зміни часу теплового стану стінок камери згоряння і днища поршня ДВЗ, а також датчика температури, при різних режимах роботи системи охолодження, викликаних перегрівом, і в першу чергу, при аварійному режимі, пов'язаному з втратою ОР.

Порушення подачі оливи в двигуні внутрішнього згоряння також є однією з найпоширеніших причин пошкоджень пар, що труться в експлуатації.

Несправність цього виду призводить до пошкодження, в першу чергу, підшипників колінчастого валу, в умовах граничного або сухого тертя [43, 271, 280, 379, 384, 389].

При цьому пошкодження може мати локальний характер і виявлятися тільки в одного підшипника [75, 78, 164], а може поширитися на багато або навіть на всі підшипники двигуна [165, 183, 211]. У деяких випадках характерні ознаки пошкоджень та різниця у пошкодженні підшипників може бути ключовою для встановлення причини відмови [262]. Однак не всі види пошкоджень, їх ознаки та причини досить докладно вивчені, хоча вони часто зустрічаються у практиці автотехнічних досліджень.

Зазвичай визначення причини порушення режиму змазування підшипника не викликає великих труднощів при аналізі пошкодження, якщо воно обмежене одним підшипником, оскільки такий тип пошкодження можливий лише з дуже обмеженого числа причин, локалізованих безпосередньо у самого пошкодженого підшипника [179, 181]. До таких причин відносяться дефекти ремонту, пов'язані з встановленням вкладишів підшипників [199, 271], рідше – виробничі дефекти, спричинені попаданням у підшипник стружки або неправильним поєднанням допусків [103], а також деякі інші, коли пошкодження підшипника стає наслідком якихось пошкоджень (наприклад, руйнування колінвала).

Навпаки, при дослідженні причини несправності ДВЗ, при якій пошкоджено багато або навіть всі підшипники колінчастого валу [88, 165, 180, 183, 347], інформації, одержуваної щодо пошкоджених деталей, може виявитися недостатньо. Однак існує велика кількість джерел, які допомагають встановлювати причини пошкодження за додатковими характерними ознаками [178, 180, 211, 269]. Зазвичай у таких випадках йдеться про загальну нестачу оливи, у тому числі можуть мати місце різні причини, наприклад, несправний або негерметичний оливний насос і/або редукційний клапан насоса, витоку в системі змащення (надмірно великі зазори, руйнування заглушок, оливних форсунок і т.д.), засмічення сітки оливноприймача, надмірно низький рівень оливи, занадто великий нахил автомобіля та інші [165, 182, 184, 219].

Проте, попри докладні описи ознак та причин, для низки практичних випадків у літературі відсутній докладний опис конкретних ознак пошкоджень. Однією з таких ознак є пошкодження лише однієї групи підшипників, наприклад, корінних, у той час, як шатунні підшипники виявляються з незначними пошкодженнями або без них. У рамках наявної теорії гідродинамічного змащування, на якій ґрунтується робота підшипників ковзання, пояснити таку особливість пошкодження не вдається [320, 342].

Спільним для розглянутої проблеми є також те, що джерела інформації мають прогалини в математичному описі процесів, які супроводжують або відбуваються при пошкодженні підшипників. Дійсно, моделі та методи, що враховують різні експлуатаційні фактори при проведенні проєктувальних розрахунків підшипників [25, 238, 314, 320] добре відомі, тоді як моделі, що описують роботу підшипників при порушеннях умов експлуатації, коли виникають різні пошкодження [25, 269], розроблено недостатньо. Це нерідко викликає труднощі у визначенні дійсних причин пошкодження корінних та шатунних підшипників.

Дійсно, за більш ніж 100 років експлуатації ДВЗ різних типів практично всі несправності, пошкодження та відмови вузлів та деталей досить докладно описані та вивчені. Так, у відомій технічній літературі з несправностей ДВЗ [180, 238, 314] перераховані численні можливі причини пошкодження підшипників, пов'язані з порушенням змащування. У деяких джерелах інформації, включаючи технічні каталоги пошкоджень деталей світових виробників комплектуючих – фірм Mahle, Kolbenschmidt, Clevite, King Bearings та ін., містяться деякі відомості, що дозволяють навіть якось локалізувати пошкодження та уточнити його причину.

Очевидно, при аналізі пошкодження, обмеженого лише одним підшипником, визначення причини порушення режиму його змащення не викликає великих труднощів, оскільки пошкодження можливе лише з дуже обмеженого числа причин, локалізованих безпосередньо у цього пошкодженого підшипника [180, 183, 271, 279].

Однак при дослідженні причини несправності ДВЗ, в якому пошкоджено більшість або всі підшипники колінвала, зазначеної інформації, як правило, недостатньо. Крім того, для багатьох практичних випадків у літературі відсутній докладний опис цілого ряду конкретних ознак пошкоджень, що спостерігаються. Це нерідко викликає у фахівців великі складності у визначенні дійсних причин пошкодження корінних та шатунних підшипників.

Відповідно до цього розробка математичної моделі, що дозволяє враховувати характерні особливості конструкції підшипників і залежно від характеру пошкоджень визначати та пояснювати причини несправностей підшипників ДВЗ, що виникають на різних режимах при порушенні умов експлуатації, є важливим завданням дослідження.

З практики дослідження причин несправностей двигунів внутрішнього згоряння відомі інші види несправностей. Так, досить поширені в експлуатації різні пошкодження клапанів механізму газорозподілу [137, 316, 331, 355, 401].

Слід зазначити, що за більш ніж 100 років виробництва та експлуатації ДВЗ пошкодження клапанів також були досить докладно вивчені. Так, у відомій технічній літературі з несправностей ДВЗ, включаючи технічні довідники пошкоджень, які публікуються світовими виробниками цих деталей для двигунів [183-184, 267, 316, 333, 347, 401], описані численні причини пошкодження клапанів.

Всі ці ознаки можуть вказувати на різні причини пошкодження, у тому числі [103, 264, 284]:

- термічне перевантаження внаслідок порушення герметичності посадки з сідлом або порушення згоряння, що викликають перегрів, плавлення та прогар головки клапана,

- механічне навантаження внаслідок зношування, надмірних зазорів у приводі або помилок при складанні, наслідком цього може стати розтріскування, сколи на головці та/або руйнування клапана,

- абразивний знос робочої фаски або стрижня через погану фільтрацію повітря або оливи,

- ерозійне зношування внаслідок застосування позаштатного палива [266-267, 331, 366, 369]

- задири та заклинювання стрижня у напрямній втулці з подальшою деформацією або руйнуванням, викликані виробничими помилками, надмірним нагаро- або смолоутворенням на стрижні,

- різні види корозії, у тому числі гаряча та фреттинг-корозія, а також ерозія робочої фаски, що викликають порушення герметичності посадки клапана в сідло та його перегрів,

- інші причини, пов'язані з дефектами виробництва або ремонту, включаючи викликану неякісною механічною обробкою неспіввісність сідла та напрямної втулки [103, 108].

Досвід дослідження причин несправностей великої кількості двигунів різного призначення [105, 264] показує, що із зазначених вище причин пошкодження клапанів досить широке поширення мають ті, що викликають термічні пошкодження головок клапанів.

Посилання на можливе термічне пошкодження впускних клапанів містяться у деяких джерелах. Наприклад, відомий німецький виробник клапанів – фірма Mahle [184], у своєму довіднику пошкоджень деталей двигунів імовірно показує деформовану від перегріву (у вигляді характерного "тюльпана") головку впускного клапана. Але в поясненні до інформації немає жодних вказівок про тип клапана, а також про дійсну причину та інші особливості такого явища, крім загального списку причин термічного перевантаження всіх типів клапанів. Немає таких пояснень у документації та в інших виробників.

З іншого боку, дослідження теплового стану головок циліндрів ДВЗ дуже часто виконуються, зокрема, і з метою визначення температури клапанів. Але й у такому разі, як це випливає з численних публікацій з даної тематики [134, 240, 284, 316, 355, 401], основна увага дослідників приділена, головним чином, випускним клапанам, як досить критичним у тепловому відношенні елементам двигуна.

Відповідно до цього при дослідженні термічних пошкоджень впускних клапанів, уточненні причин та ознак такого пошкодження, а також при доповненні відомих даних щодо пошкоджень клапанів ДВЗ у частині, що стосується впускних клапанів, потрібно враховувати особливості конструкції, які можуть вплинути на досліджуване пошкодження. Відповідно, важливим завданням є розробка методів та моделей, що дозволяють, з одного боку, передбачити можливі пошкодження, а з іншого – виявити їх причини, якщо такі пошкодження будуть виявлені в експлуатації.

З практики експлуатації добре відомо, що абразивний знос є одним із головних факторів, що визначають надійність та ресурс усіх типів ДВЗ в експлуатації [55, 166, 381]. Вплив абразивного зношування на технічний стан двигунів в експлуатації підтверджується відомим фактом – протягом багатьох десятиліть значні зусилля конструкторів та дослідників були спрямовані на вирішення комплексу проблем, пов'язаних з абразивним зношуванням деталей та вузлів. Це, в тому числі розробка заходів щодо зниження надходження абразивних частинок до пар тертя і зменшення впливу цих частинок на поверхні, що труться [280, 414].

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 [26, 43, 47, 289]. В результаті досліджень практично не залишилося невідомих закономірностей у вигляді "білих плям" у процесах, пов'язаних з абразивним зношуванням деталей ДВЗ. Так, були розроблені цілком конкретні та вичерпні рекомендації як щодо виявлення (діагностики), так і щодо запобігання абразивному зносу [354].

Це стосується комплексу відповідних заходів, починаючи від конструктивних, які здійснюються при проєктуванні та створенні нових зразків з метою організації ефективного очищення повітря, оливи, робочих рідин від абразивних частинок [170, 318] та технологічних, які включають забезпечення зносостійкості деталей та вузлів [226, 414]. Далі заходи продовжуються в

експлуатації та включають принципи та технології належної експлуатації транспортних засобів. Всі вони дозволяють обмежити надходження абразиву у двигун, виконати своєчасну та правильну діагностику технічного стану, що визначається абразивним зношуванням [280, 336], а також застосувати правильні технології обслуговування та ремонту з виявлення та усунення наслідків впливу абразивних частинок [103].

З іншого боку, розвиток ДВЗ як одного з основних типів двигунів транспортних засобів різного призначення, продовжується зараз в умовах жорстких обмежень, що накладаються економічними та екологічними вимогами [18, 23, 329].

У той самий час, слід зазначити, що добре вивчені раніше закономірності з погляду протидії абразивному зносу [169-170, 414] можуть виявитися недостатньо відповідними принципам, закладеним під час проєктування нових ДВЗ. Причина в тому, що такі закономірності, як правило, отримані за інших умов та для інших конструкцій.

Саме з цієї причини розробка моделей та методів, які дозволяють виявляти та пояснювати особливості абразивного зносу деталей двигунів в експлуатації, є важливим завданням, що також потребує вирішення в рамках загальної методології визначення причин несправностей ДВЗ.

## 1.3 Основні методи та моделі для дослідження несправностей двигунів внутрішнього згоряння

Розробка моделей, що описують процеси пошкодження в ДВЗ, очевидно, базується на основних фізичних законах механіки, термодинаміки, газової динаміки, гідравліки, опору матеріалів та інших загальнотехнічних наук [51, 97, 116, 143, 409].

Для багатьох систем ДВЗ, в яких робочим тілом є нестислива рідина (змащення, охолодження), справедливо рівняння витрати, що часто використовується в гідравліці та зв'язує витрату рідини з перепадом тиску на

місцевому опорі. Для такої ділянки досліджуваної системи можна записати витрату так [332]:

$$G_{cr} = 2\mu f_{cr}\sqrt{2\rho\Delta p_{cr}}\,, \tag{1.1}$$

де $f_{cr}$ – площа перерізу, що визначає витрата оливи у підшипнику, $\mu$ – коефіцієнт витрати, $\Delta p_{cr}$ – перепад тиску в шатунному підшипнику.

Коефіцієнт витрати на рівнянні (1.1) можливо уявити як функції коефіцієнта місцевого гідравлічного опору [155, 332]:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}}\,. \tag{1.2}$$

У деяких випадках на рідину можуть діяти відцентрові сили. Наприклад, при дослідженні подачі оливи від корінних до шатунних ший тиск оливи $p_{oc}$ у вихідному перерізі отвору, спрямованого по радіусу, за таких умов буде рівно:

$$P_{oc} = F_c / f\ , \tag{1.3}$$

де $f$ – площа прохідного перерізу отвору, м$^2$, а відцентрова сила, що діє на стовп оливи в отворі, дорівнює

$$F_c = m_x v^2 / R\,, \tag{1.4}$$

Маса стовпа рідини

$$m_x = \rho\, f\ l_x\,, \tag{1.5}$$

де $\rho$ – густина оливи, $l_x$ – довжина стовпа оливи, на яку діють неврівноважена відцентрова сила, м,

З (1.4) випливає, що сила залежить як від радіусу $R$ центру тяжкості стовпа, так і від окружної швидкості стовпа рідини, що дорівнює:

$$v = \pi\ R\ n / 30\,, \tag{1.6}$$

де $n$ – частота обертання, хв$^{-1}$.

У загальному випадку рівняння (1.1)-(1.6) дозволяють знайти деякі закономірності не лише подачі оливи в змащувальних каналах, а й порушень подачі за певних умов.

При дослідженні процесів газообміну та перебігу повітря та газів у циліндрі ДВЗ знаходить широке застосування рівняння стану Менделєєва-Клайперона [155, 412]. Це рівняння пов'язує тиск $p$, температуру $T$, об'єм $V$ і масу $m$ повітря в циліндрі:

$$pV = mRT\,, \tag{1.7}$$

де $R$ – газова стала повітря.

У багатьох роботах [222, 243, 288, 355] показано, що зручні для розрахунків та моделювання рівняння можливо отримати за допомогою диференціювання рівняння (1.7). Дійсно:

$$p\,dV + V dp = m\,R\,dT\quad, \tag{1.8}$$

звідки

$$dp = m\,R\frac{dT}{V} - p\,\frac{dV}{V}\,, \tag{1.9}$$

або, якщо зміна параметрів відбувається по куту повороту колінчастого валу $d\varphi$

$$\frac{dp}{d\varphi} = m\frac{R}{V}\frac{dT}{d\varphi} - \frac{R}{V}\frac{dV}{d\varphi}\,. \tag{1.10}$$

Рівняння (1.10) дозволяє зв'язати швидкість зміни тиску та температури по куту повороту колінвала в об'ємі, який також може змінюватись за своїм законом.

Моделювання процесів ДВЗ, особливо коли йдеться про теплові процеси, неможливо виконати без закону збереження енергії (теплового балансу). Так, для процесу стиснення в циліндрі, згідно з 1-м законом термодинаміки [231, 235, 351, 409], зміна внутрішньої енергії повітря $dU$ за часом процесу $d\tau$ в результаті

виробництва над повітрям роботи $dA$ та відбору від нього теплоти $Q_w$ можна уявити як:

$$dU = dA - Q_w d\tau\,, \tag{1.11}$$

де термодинамічна робота

$$dA = -pdV, \tag{1.12}$$

кількість теплоти, що відводиться від повітря в стінки

$$Q_w = \alpha_w F_w \left(T - T_w\right), \tag{1.13}$$

а зміна внутрішньої енергії

$$dU = C_p \;\; m\; dT_V \tag{1.14}$$

З рівняння (1.11) з урахуванням (1.12)-(1.14) можна отримати рівняння виду

$$C_p m dT_V = -pdV - \alpha_w F_w (T - T_w)\,, \tag{1.15}$$

яке разом із рівнянням (1.8) утворює систему з 2-х диференціальних рівнянь 1-го порядку. Якщо їх перетворити та дозволити щодо похідних, можна отримати чисельне рішення за допомогою залежності тиску та температури в циліндрі від кута повороту.

Рівняння теплового балансу застосовується також окремих деталей ДВЗ, якщо вони нагріваються чи охолоджуються [28, 411]. Для клапана теж можна записати рівняння, яке фактично описує зміну його внутрішньої енергії $dU$ за часом $d\tau$ у процесі нагрівання-охолодження [285]:

$$dU = \left(Q_r - Q_c - Q_K - Q_m\right) d\tau\,, \tag{1.16}$$

де $Q_r$ – кількість теплоти, що надходить головку клапана від газів у камері згоряння, мають температуру $T$; $Q_c$, $Q_K$, $Q_m$ – кількість теплоти, що йде в сідло, в повітря, що надходить до клапана і в напрямну втулку шляхом теплопровідності вздовж стрижня клапана, відповідно.

Зміна внутрішньої енергії пов'язана зі зміною температури головки клапана $T_V$, її питомою тепломісткістю $C_p$ і масою $m$ тим самим рівнянням (1.15), в якому $m = \rho V$ – маса, $\rho$, $V$ – густина матеріалу та об'єм головки клапана.

Для опису процесів нагрівання охолодження зазвичай використовується закон Ньютона-Ріхмана, який пов'язує кількість теплоти, що відводиться (підводиться) з різницею температур і умовами теплообміну [51, 127, 209, 231]. Для питомого теплового потоку $q$, рівного кількості тепла, що відводиться, віднесеного до площі перерізу стінки, для практичних завдань застосовуються наступні співвідношення для теплообміну з боку підведення і відведення теплоти у вигляді [231, 235]:

$$q = \alpha_1 \left(T_1 - T_{w1}\right) = \frac{\lambda \left(T_{w1} - T_{w2}\right)}{\delta} = \alpha_2 \left(T_{w2} - T_2\right) \tag{1.17}$$

де: $\alpha_1$ – коефіцієнт тепловіддачі від робочого середовища до стінки, $T_1$, $T_2$ – температури робочої середи та охолоджувальної 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.

Рівняння для теплового потоку через стінку може бути записано в загальному вигляді – як залежність питомого теплового потоку від газу в рідину від різниці температур з урахуванням теплопровідності стінки [231, 235]:

$$q = \left(T_1 - T_2\right) \Big/ \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right). \tag{1.18}$$

Практично використовувані залежності розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі, які входять у рівняння (1.17), емпіричні. Як приклад можна навести поширене критеріальне рівняння для теплообміну тіла з потоком, яке є емпіричною формулою виду [51, 54, 231, 235, 412]:

$$Nu = C\, Re^m Pr^{0,33}, \tag{1.19}$$

де: $Nu = \alpha d / \lambda$ – критерій (число) Нуссельта, що показує, наскільки інтенсивність перенесення тепла при перебігу рідини більша 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 середовища, $\nu$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $Pr$ – критерій (число) Прандтля, що характеризує подібність швидкісних та температурних полів у рідинах та газах.

Емпіричні коефіцієнти C и m, що входять до рівняння (1.19), залежать від форми та розмірів тіла, типу робочого середовища та режиму його течії [231].

Відповідно до рівняння (1.18) можна записати також рівняння для кількості теплоти, що підводиться та відводиться від тіла (наприклад, головки клапана) у різних процесах, включаючи зовнішній теплообмін з різних сторін деталі та контактний теплообмін на різних її поверхнях, у вигляді:

$$Q_r = F\ \alpha_r \left(T - T_V\right),\ Q_к = F\ \alpha_К \left(T_V - T_К\right),$$
$$Q_c = f_c\ \alpha_c \left(T_V - T_c\right),\ Q_т = {l}/{\lambda}\ f \left(T_V - T_c\right). \qquad (1.20)$$

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 (близько 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.

Облік всіх складових кількості теплоти, що підводиться і відводиться дозволяє розрахувати тепловий стан деталі та розв'язувати задачу визначення режимів, де її температура може перевищити небезпечний рівень.

Для деяких практичних завдань важливо враховувати зміни параметрів протягом часу. Так, для ряду деталей за певних умов може виникнути перегрів, але не відразу, а через деякий час дії високої температури середовища. Завдання нестаціонарного теплообміну можуть бути наближено вирішені за допомогою того ж рівняння теплового балансу. Наприклад, із рівнянь (1.14) та (1.16), записаних для виділеного елемента при швидкому нагріванні в умовах відсутності або недостатнього охолодження отримано рівняння [231, 235]:

$$q\ F\ d\tau = C_w\ M\ dT\ , \qquad (1.21)$$

где $F$ – площа поверхні контакту з робочим середовищем, $Cw$ – питома тепломісткість металу, $M$ – маса елемента, $d\tau$ – відрізок часу, протягом якого температура елемента $Tw$ підвищується на величину $dT$.

Звідси можна отримати зміну температури багатьох елементів і деталей двигунів за часом, необхідне для вирішення практичних завдань дослідження технічного стану та визначення причин несправності у разі порушення умов експлуатації.

Багато деталей ДВЗ пов'язані друг з одним, поверхні сполучення виникає контактний теплообмін. Найбільш напружені умови виникають в зоні контакту клапана з сідлом, коли при порушенні контакту можливий перегрів та пошкодження клапана. Це визначає важливість математичного опису та моделювання механізму пошкодження, пов'язаного з порушенням умов контакту.

Відповідно до [3, 411] критеріальна залежність для контактного теплообміну в поєднанні клапана з сідлом така:

$$Nu_{ccp} = \left(623\ \lambda\ / \lambda_{\text{пр}} - 3{,}6\right)\left(p_{\text{ф}} / \sigma_{\text{в}}\right)^{0{,}43}, \qquad (1.22)$$

де $p_\phi$ – тиск контакту, $\lambda_{\text{ср}} / \lambda_{\text{пр}}$ – відношення коефіцієнта теплопровідності середовища, що заповнює міжконтактні проміжки, до наведеного коефіцієнта

теплопровідності (приблизно $\lambda_{ср} / \lambda_{пр}$ = 110 х $10^{-4}$), $\sigma_B$ – границя міцності матеріалу сідла (в розрахунках прийнято $\sigma_B$ = 500 МПа).

Тиск контакту, що входить у залежність (1.22), визначається за формулою [411]:

$$p_\phi = \frac{\cos \alpha_К}{\pi c D}\left[\frac{\pi D^2}{4}(p - p_К) + R_s\right], \qquad (1.23)$$

де $\alpha_K$ – кут фаски клапана; $c$, $D$ – ширина фаски та діаметр головки клапана, $R_s$ – зусилля пружини клапана (Н), $(p - p_к)$ – перепад тиску на клапані.

Хоча рівняння (1.23) має в цілому зрозумілий вигляд, основна складність його практичного застосування полягає у визначенні характерного розміру $H$, що є товщиною шару відкладень на сідлі, що використовується як характерний розмір при наступному визначенні коефіцієнта тепловіддачі [411]:

$$\alpha_c = Nu \frac{\lambda}{H}, \qquad (1.24)$$

де $\lambda$ – коефіцієнт теплопровідності відкладень (нагар, смоли).

Попри наявність рекомендацій [411], визначити без експериментальних даних по двигуну досліджуваного типу надійне значення $H$ за якоюсь відомою методикою не є можливим – принаймні результати такого розрахунку видаються сумнівними, а його вплив на кінцевий результат неприйнятно великим. Внаслідок чого для практичних завдань важливо знайти алгоритми, що дозволяють уникнути використання цього параметра.

Для багатьох практичних завдань потрібно також оцінити втрати теплоти стінки камери згоряння. Особливо це важливо при моделюванні внутрішньоциліндрових процесів, для чого необхідно розраховувати коефіцієнт тепловіддачі від газу до стінки камери згоряння.

Цей коефіцієнт, що входить до рівнянь для розрахунку миттєвих значень тиску і температури в циліндрі, може бути розрахований за багатьма формулами [4, 10, 45, 52, 115, 225, 351, 409], причому за певних умов можлива помітна

різниця результатів розрахунків за такими формулами [10, 45]. Це формули Г.Вошні, В.Аннанда, Г.Ейхельберга, Г.Хохенберга, Х.Цапфа та інші.

Так, відома формула Ейхельберга [10] є однією з найпростіших за структурою та зручних для застосування у розглянутих задачах моделювання пошкоджень:

$$\alpha_1 = 7{,}8\ \sqrt[3]{C_m}\sqrt{p_1 \cdot T_1}\ , \qquad (1.25)$$

де $C_m$ – середня швидкість поршня, м/с ($C_m$ = $S$·$n$/30), $S$ – хід поршня, $n$ – частота обертання колінвалу, хв$^{-1}$, $p_1$ – середньоефективний тиск, МПа.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газу до головки клапана використовується також не менш відома формула Вошні [4, 10, 52, 115], перевагою якої є врахування миттєвої зміни параметрів:

$$\alpha_r = 128\ (10\,p)^{0,8}\ \omega^{0,8} \Big/ \left(T^{0,53}\ D^{0,2}\right), \qquad (1.26)$$

де $p$, $T$ – тиск і температура газу 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

$$\omega = c_1\ C_m + \ c_2\left(p - \ p_{\text{K}}\right), \qquad (1.27)$$

де значення коефіцієнтів $c_1$ та $c_2$ рекомендовані залежно від фази циклу [52], $p_K$ – тиск у впускному трубопроводі.

З боку каналу для визначення коефіцієнта тепловіддачі від головки клапана до повітря (газу) доцільно використовувати рівняння подібності для конвективного процесів теплообміну при вимушеній конвекції у вигляді [3, 28, 52, 351]:

$$Nu_{\text{к}} = 0{,}096\ \left(Re\right)^{0,8}\ \left(Pr\right)^{0,43}, \qquad (1.28)$$

де $Re = v\,D/\nu$ – число Рейнольдса. Аналогічною структурою рівняння може бути використане при моделюванні багатьох процесів тепловіддачі в різних елементах досліджуваних ДВЗ.

Зв'язок досліджуваних процесів із самим двигуном, очевидно, визначається геометрією елементів. При дослідженні процесів та впливі на них різних експлуатаційних факторів використовуються відомі співвідношення для поточного об'єму циліндра [4, 403]:

$$V = x\frac{\pi}{4}D^2 + V_{kc}, \tag{1.29}$$

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

та геометричного ступеня стиснення:

$$\varepsilon = V_h \big/ V_{kc} + 1, \tag{1.30}$$

де $V_h = S\,\pi \big/ 4\,D^2$ – робочий об'єм циліндра.

Координата днища поршня, що входить у формулу (1.29), знаходиться за формулами, що описують кінематику кривошипно-шатунного механізму ДВЗ [42, 188, 403], залежно від кута повороту колінчастого валу $\varphi$, що відраховується від верхньої мертвої точки:

$$x \big/ S = 0{,}5\left[\left(1-\cos\varphi\right) + \lambda_c \big/ 4\left(1-\cos 2\varphi\right)\right], \tag{1.31}$$

де $\lambda_c = R_{кр} \big/ L_c$ – відносне подовження шатуна, $R_{кр}$ – радіус кривошипу.

У багатьох автотехнічних завданнях, пов'язаних із визначенням причини руйнувань у двигунах, важливе значення має правильне визначення та аналіз сил, що діють у КШМ. Так, сила інерції, прикладена до маси деталей, що зворотно-поступально рухаються, знаходиться за формулою [188, 403]:

$$P_j = m_\Sigma j = -m_\Sigma \frac{S}{2}\omega^2\left(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi\right), \qquad (1.32)$$

де $j = -0,5S\omega^2\left(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi\right)$ – прискорення зворотно-поступально рухомих мас, $m_\Sigma = m_p + m_{pp} + m_{pr} + \beta m_{cr}$ – сумарна маса поступально рухомих деталей, у тому числі маса поршня $m_p$, поршневого пальця і стопорних кілець $m_{pp}$, поршневих кілець $m_{pr}$, а також частина маси шатуна $m_{cr}$, що визначається коефіцієнтом $\beta$, і яка віднесена до поступально рухомої (у розрахунках прийнято, що $\beta$ = 0,25), $\varphi$ – кут повороту колінчастого валу, $\omega = \pi n/30$ – кутова швидкість колінчастого валу.

Сумарна сила, що діє на зворотно-поступально рухомі деталі, очевидно, дорівнює сумі [188, 403]:

$$P_\Sigma = P + P_j, \qquad (1.33)$$

де $P_\Sigma$, $P$, $P_j$ – сумарна сила, сила тиску та інерції,

що дозволяє розрахувати поперечну силу, яка діє на масу деталей, що зворотно-поступально рухаються (силу тиску на спідницю поршня) і рівну:

$$N = P_\Sigma tg\beta = \left(P + P_j\right)tg\beta, \qquad (1.34)$$

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

Звідси також можна визначити силу, прикладену до поршневої голівки шатуна і навантажує поршневий палець [188, 403]:

$$K_{cr} = \frac{P + P_j}{\cos\beta} = \frac{P_\Sigma}{\cos\beta}. \qquad (1.35)$$

Сила тиску на поршень пов'язана із тиском у циліндрі формулою:

$$P = (p - p_k)\frac{\pi}{4}D_p{}^2, \qquad (1.36)$$

де $D_p$ – діаметр циліндра, $p$ – миттєвий тиск у циліндрі для кожного значення кута повороту колінчастого валу, $p_k$ – тиск у картері.

В результаті ці відомі співвідношення дозволяють не тільки розраховувати навантаження під час проєктування двигунів, але й виявляти позаштатні навантаження на деталі при порушенні умов експлуатації.

У дослідженнях ДВЗ нерідко застосовуються різні програми розрахунку параметрів робочого циклу [291]. В автотехнічних дослідженнях причин несправності застосування будь-яких програм досі не передбачалося. Однак деякі пошкодження можна пояснити лише у випадку, якщо змоделювати процес (механізм) такого пошкодження, і саме для цього може знадобитися програма розрахунку робочого циклу.

Як приклад для оцінки можливості застосування було обрано відому програму Lotus Engine Simulation [172, 287, 291] у безплатній академічній версії, що дозволяє розраховувати 1-циліндрові моделі двигунів [287].

Розрахункові рівняння, що використовуються в програмі, отримані із закону збереження енергії (1-го закону термодинаміки) та рівняння стану ідеального газу [4, 225]:

$$\begin{cases} dQ - dW = dE + dH \\ p = \dfrac{m}{V} RT \end{cases}, \qquad (1.37)$$

де $m,\ V$ – маса та об'єм газу в циліндрі, $dQ = dQ_1 - dQ_2$ – теплота, яка підводиться при згорянні палива ($Q_1$) та відводиться у стінки ($Q_2$), $dW = pdV$ – робота, що здійснюється газом, $dE = C_V\, dT$ – зміна внутрішньої енергії, $C_p,\ C_V$ – питома тепломісткість газу при постійному тиску та об'ємі, $dH = C_{p_{in}} T_{in} dm_{in} - C_{p_{ex}} T_{ex} dm_{ex}$ – зміна ентальпії, $C_{pi},\ T_i,\ dm_i$ – питома тепломісткість, температура і маса потоків, що витікає (in) / витікає (ex) відповідно.

Після перетворень отримані наступні рівняння для розрахунку зміни тиску та температури в циліндрі, які використовуються у програмі:

$$\begin{cases} dp = p\left( \dfrac{dQ + dH}{mC_v T} - \mathrm{k} \dfrac{dV}{V} \right) \\ dT = \dfrac{d\mathrm{Q} - pdV}{mC_V} \end{cases}, \qquad (1.38)$$

де $k = \frac{C_p}{C_V}$ – коефіцієнт питомої теплоємності.

Зміна об'єму циліндра $dV$, що входить до системи, розраховується з геометричних і кінематичних характеристик кривошипно-шатунного механізму [403]. Це дозволяє отримати залежність швидкості зміни об'єму від кута повороту $\varphi$ колінвала у загальному вигляді як:

$$dV = f_1(\varphi, D, S, \varepsilon, \ldots)d\varphi, \tag{1.39}$$

де $D$, $S$ $\varepsilon$ – геометричні розміри двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стиснення і т.д.), $d\varphi$ – крок обчислень по куту повороту колінчастого валу.

Швидкість зміни маси $dm$ залежить від миттєвих витрат повітря, що надходить у циліндр через впускні клапани, та газу, що виходить із циліндра через випускні клапани. Витрати повітря і газу знаходяться з урахуванням фаз газорозподілу (у функції від підйому клапана $h$) та гідравлічного опору клапанів відповідно до їх геометричних розмірів ($d$, $h$, ...) по перепаду тиска $dp$ на них:

$$dm_i = f_i(\Delta p, d, \ldots)d\varphi. \tag{1.40}$$

Швидкості підведення теплоти при згорянні визначаються шляхом вибору та завдання закону тепловиділення [4, 10, 42, 231], відведення теплоти через стінки розраховується на підставі рівняння тепловіддачі [3, 28, 231, 351].

При заданні початкових умов (значення тиску та температури в циліндрі при $\varphi = 0$ и $\tau = 0$) можливо отримати чисельне рішення системи рівнянь у вигляді залежностей тиску та температури в циліндрі від кута повороту колінвала за весь цикл (2 обороти), тобто фактично у вигляді:

$$p,T(\varphi) = \int_{\varphi=0}^{\varphi=4\pi} f(p, T, \varphi, \ldots)d\varphi. \tag{1.41}$$

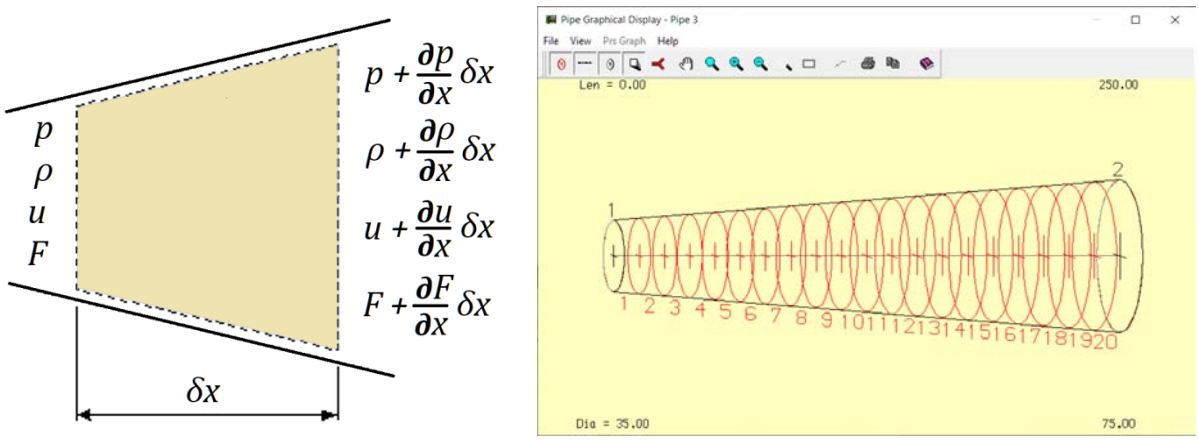
Дане рішення виходить методом послідовних наближень, коли після розрахунку температури та тиску в циліндрі на новому кроці по куту повороту виконується послідовно повторний розрахунок всіх параметрів:

$$T_{\varphi+\Delta\varphi} = T_{\varphi} + dT \ , \ p_{\varphi+\Delta\varphi} = p_{\varphi} + dp \ , \qquad (1.42)$$

Параметри двигуна знаходяться як інтегральні параметри циклу шляхом чисельного інтегрування по всьому циклу двигуна (2 обороти колінвала) миттєвого крутного моменту, витрати повітря і т.д.

Необхідно відзначити, що модель, що реалізується в програмі Lotus Engine Simulation, також розраховує течію газу у впускних та випускних каналах, що примикають до циліндра, як одновимірне. Це дозволяє врахувати динамічні (хвильові) явища у трубопроводах та їх вплив на процеси у циліндрі. Для експлуатаційних завдань це важливо, оскільки визначає умови теплообміну на деталях, у тому числі на головках клапанів.

Розглянемо течію стисливої рідини через нескінченно малу ділянку труби діаметром D, в якому площа F поперечного перерізу перпендикулярно до осі труби, але змінюється, як показано на рис.1.3.




а б

Рисунок 1.3 – Одиничний об'єм каналі (а) та схема каналу (б) для розрахунку квазіодномірної течії у програмі Lotus Engine Simulation [287]

У разі, якщо зміна площі поступова, а властивості рідини приблизно однакові, то течія у будь-якому поперечному перерізі може вважатися функцією тільки від $x$ і $\tau$. У трубопроводах і каналах ДВЗ таке припущення здебільшого відповідає дійсності. Це дає можливість розглядати перебіг квазіодномірним.

Для аналізованого квазіодномірного потоку стисливої рідини в трубі рівняння нерозривності збереження кількості руху та енергії записуються з урахуванням зміни площі, тертя об стінки та теплопередачі. В результаті виходить система нелінійних гіперболічних рівнянь в приватних похідних [114]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial \rho}{\partial \tau} + \dfrac{\partial (\rho u)}{\partial x} + \dfrac{\rho u}{F}\dfrac{\mathrm{dF}}{\mathrm{dx}} = 0 \\ \dfrac{\partial (\rho u)}{\partial \tau} + \dfrac{\partial (\rho u^2 + p)}{\partial x} + \dfrac{\rho u^2}{F}\dfrac{\mathrm{dF}}{\mathrm{dx}} + \rho G = 0 \\ \dfrac{\partial (\rho e_0)}{\partial \tau} + \dfrac{\partial (\rho u h_0)}{\partial x} + \dfrac{\rho u h_0}{F}\dfrac{\mathrm{dF}}{\mathrm{dx}} - \rho q = 0 \end{cases} \qquad (1.43)$$

де $p,\ T,\ \rho,\ u$ – середні за перерізом миттєві тиск, температура, густина і швидкість потоку, $e_0,\ h_0$ – питома внутрішня енергія та ентальпія гальмування, $q$ – питомий тепловий потік у стінку, $G = 2u|u|\dfrac{f}{D}$ – питома сила тертя, $f$ – коефіцієнт тертя.

Чисельний метод, який використовується у програмі Lotus Engine Simulation, заснований на двокроковій схемі Лакса-Вендроффа (Lax-Wendroff). Схема має симетричний нелінійний обмежувач потоку, що забезпечує просторову та тимчасову точність другого порядку [287].

Розглядаючи відомі моделі, слід зазначити, що для деяких практичних завдань двокрокові методи не дають помітних переваг точності, але збільшують складність рішення. Як показала практика, для експлуатаційних завдань, які значно відрізняються від складніших дослідницьких і конструкторських, для чисельного вирішення звичайних диференціальних рівнянь цілком може підійти простіший метод Эйлера или Рунге-Кутта [51].

Суть методу – в ітераціях, у яких кожне наступне значення функції, що шукається, відрізняється від попереднього на величину її збільшення за виділений відрізок часу $\Delta\tau$. Наприклад, для нагрівання-охолодження елемента двигуна миттєва температура за методом Ейлера може бути записана як:

$$T_w = T_w + (dT_w / d\tau)\Delta\tau , \qquad (1.44)$$

де похідна (швидкість зміни) температури за часом визначається параметрами об'єкта (маса, тепломісткість) та теплообміну (коефіцієнт тепловіддачі, різниця температур).

Рівняння (1.44) вирішується послідовними ітераціями з початковими умовами як заданого початкового значення температури елемента *Tw*. В результаті просте рішення методом Ейлера в цілому відображає фізику процесу і дозволяє пояснити багато експлуатаційних пошкоджень, пов'язаних з порушенням охолодження. Аналогічно можна виконати чисельне інтегрування по куту повороту, якщо замість похідної за часом використовувати похідну за кутом повороту за допомогою формули $\varphi = \omega\tau$, яка пов'язує час $\tau$ і кут $\varphi$ через кутову швидкість $\omega = \pi n / 30$.

Для дослідження роботи впускних систем ДВЗ заведено виходити з концепції "чистого" повітря [169, 170, 173, 191, 318], хоча за наявності пилу протягом можливо розглядати як 2-фазний.

Найбільш точний опис 2-фазних потоків можна виконати за допомогою 3D-моделювання, але такі завдання досить складні не тільки для реалізації, але і для подальшого аналізу. Простіші рішення можуть бути отримані при аналізі динаміки руху одиничної частинки, такий підхід часто використовується в розрахунках систем промислового відцентрового (циклонного) очищення повітря [169, 388, 416].

Для цих процесів цілком детально розроблені відповідні моделі. Наприклад, прискорення рухомої частинки визначається дією великої кількості різних сил *Fi* [304, 364], у тому числі тяжкості, відцентрової, Архімеда

(виштовхування), аеродинамічного опору, Коріоліса, Бассе (пов'язаної з передісторією руху), Саффмена (підіймальної), Магнуса (при обертанні), що у векторній формі записується як [364]:

$$\boldsymbol{m}\frac{\boldsymbol{d}\vec{\boldsymbol{u}}}{\boldsymbol{d\tau}} = \sum_{\boldsymbol{i}} \vec{\boldsymbol{F}}_{\boldsymbol{i}}. \tag{1.45}$$

Якщо знехтувати силами тяжкості та покласти параметри в напрямку, перпендикулярному площині руху частинки, незмінними, то з рівняння (1.45) можна отримати систему рівнянь для радіального (радіусу $r$) та тангенціального (по куту повороту $\varphi$) прискорення частинки. Система рівнянь описує рух частинки радіусом і може бути представлена у вигляді:

$$\begin{cases} m\dfrac{du_r}{d\tau} = F_{A_\varphi} + F_{C_r} \\ m\dfrac{du_\varphi}{d\tau} = F_k + F_{C_\varphi} \end{cases} \tag{1.46}$$

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

$$\vec{F_C} = -C_D\rho\frac{\pi d^2}{8}\vec{u}. \tag{1.47}$$

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

Для вирішення системи (1.46) необхідно докладніше розписати складові рівнянь. Наприклад, коефіцієнт опору $C_D$, який входить у формулу (1.46), можна визначити за допомогою однієї з формул для сфери. При числі Рейнольдса в діапазоні $0{,}01 < Re < 700$ справедлива формула Клячко [304, 364]

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{4}{\sqrt[3]{Re}}. \tag{1.48}$$

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

$$Re = \rho \frac{\left|\vec{w}-\vec{u}\right|}{\mu} d = \rho \frac{|w-u_\varphi|}{\mu} d. \tag{1.49}$$

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

$$\begin{aligned} F_{C_r} &= -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} u_r \sqrt{u_r^2 + \left(w-u_\varphi\right)^2} \\ F_{C_\varphi} &= -C_D \rho \frac{\pi d^2}{8} \left(u_\varphi - w\right) \sqrt{u_r^2 + \left(w-u_\varphi\right)^2} \end{aligned}, \tag{1.50}$$

а сили Архімеда (виштовхування, відцентрова) та Коріоліса [364]:

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

Таким чином, підстановкою всіх складових сил у систему рівнянь (1.46) можна отримати математичну модель руху частинки у вигляді системи з двох рівнянь для розрахунку радіального та тангенціального прискорення частинки [364]:

$$\begin{cases} \dfrac{du_r}{d\tau} = \dfrac{1}{r}\left(u_\varphi^2 - \dfrac{\rho}{\rho_p} w^2\right) - \dfrac{3}{4} C_D \dfrac{\rho u_r}{\rho_p d} \sqrt{u_r^2 + \left(w-u_\varphi\right)^2} \\ \dfrac{du_\varphi}{d\tau} = -\dfrac{u_\varphi u_r}{r} + \dfrac{3}{4} C_D \dfrac{\rho\left(w-u_\varphi\right)}{\rho_p d} \sqrt{u_r^2 + \left(w-u_\varphi\right)^2} \end{cases}. \tag{1.51}$$

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

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 та вплив цього процесу на абразивне зношування у двигуні.

При дослідженні пошкоджень, що виникають при порушенні умов експлуатації, особливого значення набувають питання міцності деталей. Багато початкових пошкоджень розвиваються з часом і закінчуються втомним руйнуванням деталі. Однак у деяких випадках вплив має миттєвий характер, коли високі навантаження на деталі конструкційних матеріалів можуть викликати пластичні деформації.

Крім цього відомі випадки втрати стійкості стрижневих деталей (шатуни, штанги приводу клапанів). Наприклад, при втраті стійкості критичне значення напруження $\sigma_{cr}$ залежить від гнучкості стрижня [63, 116]:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \tag{1.52}$$

де $l$ – довжина стрижня, $i$ – радіус інерції поперечного перерізу стрижня, $\mu$ – коефіцієнт приведення довжини [63].

Якщо розглядати шатун, а ця деталь у ДВЗ часто пошкоджується в експлуатації, то радіус інерції стрижня шатуна:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}}, \tag{1.53}$$

де моменти інерції [282] по осям $x$ та $y$ (рис.11):

$$I_x = 0,0833\left[bh^3 - (b-t)h_1^3\right], \tag{1.54}$$

$$I_y = 0,0833\left[(h-h_1)b^3 + h_1 t^3\right].$$

В межах отриманих значень гнучкості критичне напруження близьке до границі плинності матеріалу, але дещо менше за нього. Відповідно до [282], врахувати вплив гнучкості стрижня на критичне напруження можна за допомогою коефіцієнта зниження напруження, що допускається $\varphi_\sigma$, тобто:

$$\sigma_{cr} = \sigma_t \varphi_\sigma , \tag{1.55}$$

де $\sigma_t$ – границя плинності матеріалу шатуна.

Стискальна сила і стискальне напруження в стрижні можуть бути пов'язані з максимальним тиском в циліндрі, виходячи з умови втрати стійкості шатуном (після якого тиск у циліндрі не зростає):

$$R_{\max} = \left( p_1 - p_0 \right) F , \quad p_1 = p_0 + \sigma_{\max} \frac{A}{F} . \tag{1.56}$$

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

У такому випадку з'являється можливість пов'язати пошкодження деталей з параметрами ДВЗ, які могли спричинити ці пошкодження, визначити умови, за яких це стало можливо, і тим самим встановити причину пошкодження.

В окремих випадках деталь може відчувати вимушені коливання. Поява резонансу в робочому діапазоні режимів навряд чи можлива, проте за порушення умов експлуатації вихід за межі робочих режимів не є рідкістю. У разі доцільно перевіряти деталі на можливий резонанс.

Так, згідно [13], нижча частота власних поперечних коливань системи, що складається з шатуна та поршня, може бути приблизно розрахована за формулою:

$$\omega = \sqrt{\frac{3EI_y}{l^3 \left( M + 0{,}235 M_0 \right)}} , \tag{1.57}$$

де $E$ – модуль пружності матеріалу шатуна, $I_y$ – момент інерції стрижня при поперечному згині, $l$ – довжина стрижня, $M$, $M_0$ – маса поршня (з пальцем) та шатуна відповідно.

Наближення до резонансу можливе за такого порушення умов експлуатації, як перевантаження від перевищення допустимої частоти обертання

[256], при цьому додаткові напруження та/або деформації, що виникають у деталях, можуть вплинути на їх роботу.

Цілий ряд деталей у ДВЗ сполучається один з одним за допомогою посадки з натягом. Наприклад, поршневий палець та втулка в поршневій головці мають таку посадку, яка може вплинути на умови роботи деталей та за певних умов спричинити пошкодження.

З великої кількості джерел відомо [19, 188, 354, 417], що для розподіленого навантаження на палець по окружності за законом косинуса збільшення діаметра від овалізації в горизонтальній площині пропорційно навантаженню:

$$\Delta d_p = 0,09\left(p - p_0\right) B_\alpha . \tag{1.58}$$

Коефіцієнт $B_\alpha$ дорівнює [188]:

$$B_\alpha = \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3 \frac{FA_\alpha}{El_p}, \tag{1.59}$$

де

$$A_\alpha = 1,5 - 15\left(\alpha - 0,4\right)^3, \tag{1.60}$$

$\alpha = d_0/d_p$ – відносний діаметр отвору, *dp, d0* – діаметр пальця та отвори, відповідно, *lp* – довжина пальця, *E* – модуль пружності матеріалу.

Для ряду практичних завдань важливий зв'язок контактного тиску $p_R$, який виникає на поверхні пари з натягом, з моментом тертя *M*. Цей зв'язок задається співвідношенням [61]:

$$p_R = \frac{2M}{kfd_p}, \tag{1.61}$$

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

Всі додаткові напруження, що виникають при такому поєднанні деталей, пов'язані з величиною натягу. Наприклад, натяг внутрішньої деталі (пальця), за умови рівномірності розподілу по окружності та довжині, та питома сила (тиск) на поверхню отвору пов'язані залежністю [11, 61]:

$$\Delta = p_R d_p C, \tag{1.62}$$

де коефіцієнт:

$$C = \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_p}{E_p}, \tag{1.63}$$

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

Коефіцієнти $C_d$ і $C_p$, що входять до формули (1.62), розраховуються за формулами [11, 61]:

$$C_d = \frac{1+\left(\frac{d_0}{d_p}\right)^2}{1-\left(\frac{d_0}{d_p}\right)^2} - \mu_d, \; C_p = \frac{1+\left(\frac{d_p}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_d}{d}\right)^2} + \mu_p, \tag{1.64}$$

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 бобишек поршня).

Окремою важливою проблемою, яка, у тому числі, викликає появу натягу пальця в отворі є овалізація пальця під навантаженням. Крім деформації, важливе значення для правильного визначення причини несправності може мати максимальне напруження в середині пальця. Воно може бути розраховане за відомою формулою [188]:

$$\sigma_0 = 0,8\left(p - p_0\right)\frac{F\left(l_p + 0,5b\right)}{d_p^3\left(1-\alpha^4\right)}, \tag{1.65}$$

де $b$ – ширина поршневої головки шатуна.

Як відомо [11, 156, 188], зміна температури пов'язаних деталей з різнорідних матеріалів викликає їх нерівномірне розширення або стиск. Зміна розміру деталі D відповідно до термічного розширення зазвичай описується формулою:

$$D = D_{0a} + \alpha D \left(T_w - T\right). \tag{1.66}$$

де $D$ – шуканий розмір при температурі $T_w$, $D_0$ – вихідний розмір за температури $T_0$, $\alpha_a$ – коефіцієнт температурного розширення матеріалу (1/град).

При зміні температури можливе як збільшення зазору (натягу) у парі, так і його зменшення, що може призвести до пошкодження деталей, що сполучаються.

Усі зазначені рівняння знаходять застосування у завданнях проєктування, проте для визначення причин несправностей при порушенні умов експлуатації вони мало застосовувалися, та їх застосування у цій галузі не був обґрунтовано.

Найбільше це стосується методів 3-D моделювання. Наприклад, програмний комплекс ANSYS, широко відомий та поширений у наукових дослідженнях та конструкторських розробках [57, 124, 131, 387], зараз взагалі ніяк не залучений і не застосовується в експлуатаційних завданнях дослідження пошкоджень двигунів за порушення умов експлуатації. Однак саме конструкторські програми, у тому числі ANSYS, дозволяють розглядати стан елементів ДВЗ далеко за межами робочих режимів. З іншого боку, комплекс ANSYS однаково ефективний як визначення напружено-деформованого стану деталей, так моделювання просторових течій в каналах [57, 131].

Наприклад, при моделюванні напруження і деформацій пластичних матеріалів в ANSYS заведено розраховувати еквівалентні напруження σe за фон Мізесу, які згідно з енергетичною (четвертою) теорією міцності [131] обчислюються за формулою:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\right]}, \qquad (1.67)$$

де $\sigma_1$, $\sigma_2$, $\sigma_3$ – головні напруження (по осях X, Y и Z).

Перевищення еквівалентним напруженням в якомусь елементі деталі границі плинності матеріалу означає втрату міцності та появу залишкових деформацій. Це має важливе значення на вирішення практичних експлуатаційних завдань (наприклад, про втрату стійкості стрижнем шатуна).

Не менш ефективним може бути використання ANSYS у 3-мірних задачах

газодинаміки ДВЗ. Якщо минулі роки застосування складних програм було обмежено можливостями і швидкодією обчислювальної техніки, нині правильна постановка завдання дозволяє як отримати практично важливі результати, а й перевірити достовірність простіших моделей.

## Висновки за розділом та постановка основних завдань дослідження

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення та нові розв'язання наукової проблеми, пов'язаної з розробкою методів моделювання для ефективного та вірогідного визначення причин несправностей двигунів за порушення умов експлуатації автомобілів найбільш популярних марок та моделей, таких Toyota моделей Corolla, Camry, Alphard, Highlandar, Landcruiser, автомобілів Lexus моделей GS350, RX400, LX570, автомобілів Honda моделей Civic, Accord, CRV, Pilot, автомобілів Audi моделей A4, A5, A6, A8 автомобілів Nissan моделей X-Trail, Teana, автомобілів Renault моделей Logan, Duster, автомобілів Mazda CX-7, CX-9, а також автомобілів Mercedes, BMW, Opel, Mitsubishi, Rover, Volvo, Ford, VW, FIAT, Jaguar, Jeep та інших.

2. Попри серйозні зусилля в дослідженнях, конструюванні та діагностуванні ДВЗ, що застосовуються до теперішнього часу методики визначення причин несправностей мають обмежену застосовність, не мають універсальності та, як правило, не дозволяють з необхідною для практики точністю знаходити причину несправності (відмови) двигунів.

3. Методичних матеріалів щодо визначення причин несправностей ДВЗ недостатньо для вирішення практичних завдань. У багатьох випадках пошук причини несправності передбачає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка нерідко має суб'єктивний характер, залежить від кваліфікації дослідника і може призвести до помилкового визначення причини несправності.

4. Серйозний розвиток чисельних методів моделювання, що застосовуються для завдань проєктування ДВЗ, практично не вплинув на

методики моделювання різних несправностей, недостатньо опрацьовано питання застосування відомих математичних моделей до завдань пошкодження деталей і вузлів ДВЗ. Фактично методи моделювання взагалі не застосовуються в задачах визначення причин несправностей.

Виконаний аналіз та зроблені висновки дозволяють сформулювати основні завдання дослідження:

– виконати аналіз методів моделювання, розрахунку виникнення та розвитку несправностей двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу;

– провести удосконалення логіко-ймовірнісного методу оцінки причин пошкоджень двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу;

– розробити метод дослідження процесів, оцінки причин виникнення та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при відмові системи змащення;

– розробити метод дослідження процесів, оцінки причин виникнення та розвитку несправності двигуна внутрішнього згоряння при відмові системи охолодження;

– розробити метод дослідження процесів, оцінки причин пошкоджень деталей двигуна внутрішнього згоряння з урахуванням попадання та руху частинок пилу у впускному тракті;

– розробити метод дослідження процесів, оцінки причин пошкоджень і реконструкції руйнувань деталей двигуна внутрішнього згоряння внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри;

– експериментально обґрунтувати, перевірити та підтвердити розроблені методи дослідження процесів та оцінки причин несправності двигуна внутрішнього згоряння при порушенні умов експлуатації транспортного засобу.

# РОЗДІЛ 2. ВДОСКОНАЛЕННЯ СТРУКТУРИ І МЕТОДОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕНЬ ТА РОЗВИТКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ

## 2.1. Експериментальні дослідження як відправна точка вдосконалення методології пошуку причин несправностей двигуна автомобіля

До значних (тяжких, складних) пошкоджень ДВЗ можна віднести такі, в яких відбувається руйнування зворотно-поступально рухомих деталей – поршнів, шатунів, клапанів. Це зазвичай супроводжується пробоєм стінок блоку циліндрів, деформацією стінок головки циліндра і призводить до неремонтопридатності двигуна [87-88, 103]. Розібратися в причині відмови при такому характері руйнувань, коли багато деталей пошкоджено та/або зруйновано, не просто важко, а часто навіть неможливо. Практика показує, що чим сильніше руйнування, тим, як правило, більше можуть бути розбіжності у визначенні причини несправності. Внаслідок чого виникає ризик неправильного визначення причини – коли картина руйнування для абсолютно різних причин загалом схожа (рис.2.1).

Проте проблема створення придатного для практичного застосування методу визначення причини несправності для значних пошкоджень може бути вирішена за допомогою алгоритму, за яким причина несправності визначається досить точно. Для цього необхідно провести кластеризацію ознак кожної несправності, умовно розділивши їх на наступні групи:

1) основні – властиві лише цьому виду несправності,
2) підтверджувальні (головна ознака та/або причину несправності),
3) уточнювальні (місце пошкодження, його характер тощо).

Для того, щоб скласти такий алгоритм, необхідно докладно розглянути всі ознаки кожної заздалегідь виділеної причини та відповідних видів пошкоджень.

Одним із поширених видів пошкоджень є гідроудар у циліндрі [87, 89, 103, 211, 258-259].



а



б



в



г

Рисунок 2.1 – Наслідки значних пошкоджень двигунів [87-88, 103]:
а – руйнування поршня і шатуна від недостатньої подачі оливи до шатунного підшипника, б – руйнування шатуна і поршня після гідроудару, в – руйнування поршня після руйнування клапана, г – руйнування поршня після руйнування поршневого пальця

У переважній більшості відомих випадків вода потрапляє в циліндр через систему впуску в результаті проїзду транспортним засобом глибоких калюж, падіння у водоймища, затоплення та ін. Однак можливе попадання в циліндр та інших рідин – палива з несправних форсунок та агрегатів паливної системи, оливи з несправних агрегатів систем турбонаддува або при тривалому знаходженні транспортного засобу в перекинутому позаштатному положенні. Інші випадки, наприклад, потрапляння в циліндр охолоджувальної рідини,

трапляються вкрай рідко і пов'язані, головним чином, з натіканням її в циліндр через порушення технології ремонтних робіт [103].

Рідина при попаданні в циліндр природним чином займає об'єм повітря, що стискається. На такті стиснення це призводить до різкого зростання тиску в циліндрі та навантажень на шатунно-поршневу групу. При великій кількості рідини, що потрапила в циліндр, порівняно з об'ємом камери згоряння, і при продовженні обертання колінвала за інерцією відбувається осьове стиснення шатуна вздовж стрижня. Воно супроводжується втратою шатуном стійкості, і навіть деформацією спідниці поршня від надмірних навантажень. Дане явище отримало назву "гідроудар". Хоча така назва не цілком відповідає суті процесів, що відбуваються, нижче саме вона буде використана для стислості.

Залежно від рівня деформації стрижня шатуна після гідроудару можливі різні варіанти подальшого розвитку подій. Наприклад, при сильній деформації колінчастий вал буде заклинений внаслідок укорочення шатуна і упору поршня на противагу при підході до НМТ. Рідше можливий акцент сильно деформованого стрижня шатуна в нижній край циліндра. При середній (умовно) деформації стрижня шатуна двигун збереже працездатність, але внаслідок зменшення ступеня стиску та компресії порушиться баланс потужностей по циліндрах (виникне нерівномірність робіт двигуна та втрата потужності), а також з'явиться стукіт. І лише за слабкої деформації жодних явних ознак пошкодження може проявитися взагалі.

Загальною для середньої та слабкої деформації шатуна є поява при подальшій експлуатації позаштатних згинальних навантажень на деформований стрижень шатуна, за наявності яких стрижень практично неминуче зруйнується від втоми через певний час експлуатації (рис.2.2).

Сучасні системи самодіагностики [146, 150, 222] деяких транспортних засобів дозволяють зафіксувати та ідентифікувати момент початкового пошкодження даного типу (наприклад, за мимовільною зупинкою ДВЗ при гідроударі, стрибкоподібної зміни параметрів і т.д.). Звідки можна отримати точний час від початкового пошкодження до втомного руйнування шатуна.

Однак використовувати ці дані для створення якихось кількісних закономірностей неможливо – через вплив особливостей конструкції конкретних ДВЗ, режимів роботи після пошкодження, особливостей запису та зберігання інформації в більшості систем самодіагностики (у тому числі стирання інформації після зняття живлення) і як наслідок, через значні труднощі у збиранні необхідної статистики.



а б

Рисунок 2.2 – Розвіток пошкодження шатуна: а – деформація при гідроударі; б – втомна руйнація по стрижню через певну кількість робочих циклів [103]

В результаті найчастіше в автотехнічному дослідженні можна спостерігати лише кінцевий результат гідроудару, а саме, велика кількість уламків шатуна, поршня та блоку циліндрів. При цьому вирішити пряме завдання, а саме лише за характером руйнування (зламу) окремих деталей визначити причину, через яку вони перетворилися на уламки, неможливо.




Рисунок 2.3 – Ознаки гідроудару [103]: 1 – головна ознака у вигляді розширення пояса нагару у верхній частині циліндра, 2 – стертий нагар над отвором поршневого пальця, 3 – діагональний знос спідниці поршня, 4 – слід стертого нагару на поршні над отвором поршневого пальця і на верхньої частини циліндра, 5 – знос стопорного кільця від ударів пальця, 6 – пошкодження нижнього краю спідниці та бобишок поршня при зачепленні ним противаг у НМТ, 7 – діагональний знос шатунних підшипників, 8 – змінений колір нагару в камері згоряння

Для правильного визначення причини відмови необхідно вирішувати зворотне завдання, а саме встановити ознаки, які з'явилися на деталях внаслідок їх початкового пошкодження ще в той час, коли деталі зберігали працездатність. Тоді, якщо знати та виявити всі такі ознаки, можна встановити не лише факт, а й причину гідроудару.

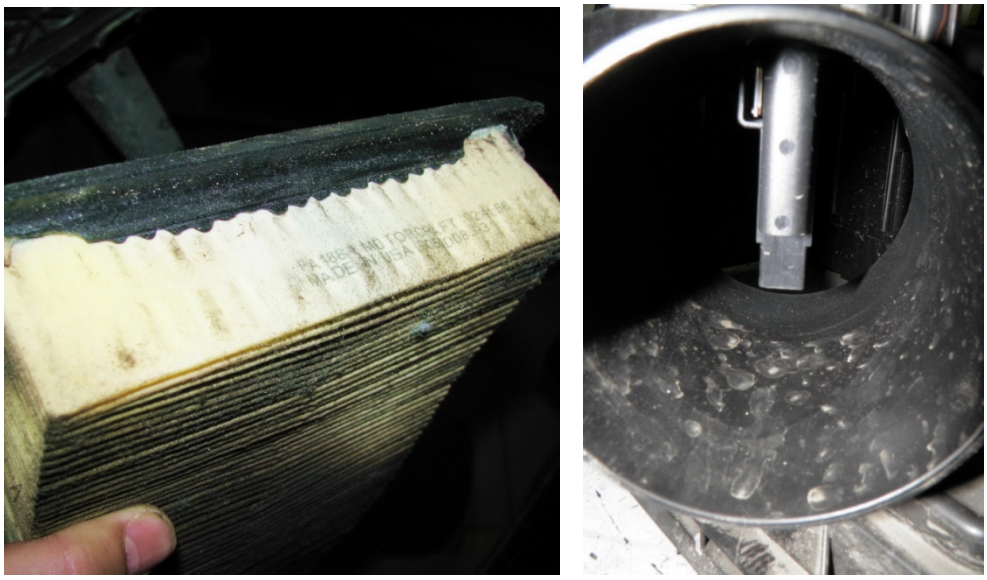
Наприклад, попри те, що шатун міг перетворитися на безліч уламків, величину деформації шатуна, яку він мав до руйнування, можна легко виміряти. Цілком очевидно, що у поршня, який виявився нижчим через осьове стиснення шатуна, верхнє поршневе кільце не доходить до свого штатного положення у ВМТ. Внаслідок цього пояс нагару у верхній частині циліндра при згорянні палива розширюється вниз на величину осьового стиснення стрижня шатуна (рис.2.3).

При дослідженні пояса нагару практично завжди можна встановити, що початкове положення верхнього кільця у ВМТ було штатним, проте потім змінилося. Така зміна і є головною (унікальною) ознакою гідроудару. Є й інші ознаки гідроудару (рис.2.3), які можна умовно розділити на підтверджувальні (головна ознака) та уточнювальні (тип рідини, що потрапила в циліндр). Підтверджувальними ознаками є ті, які, так само як і головна ознака, говорять про деформацію шатуна та роботу ДВЗ з деформованим шатуном. До таких ознак належать, у тому числі:

- діагональне зношування спідниці поршня,
- деформація спідниці,
- слід стертого нагару над отвором поршневого пальця на поршні та на поршню у відповідь верхньої частини циліндра,
- знос краю торців поршневого пальця і знос стопорного кільця у відповідь від ударів пальця,
- розбивання канавки стопорного кільця,
- пошкодження нижнього краю спідниці та бобишок поршня при зачепленні ним противаг у НМТ,
- діагональне зношування шатунних підшипників,

- змінений колір нагару на днищі поршня та на камері згоряння в порівнянні з іншими циліндрами та деякі інші.

Однак жодна із зазначених ознак не встановлює тип рідини, яка потрапила в циліндр – для цього потрібні уточнювальні ознаки. (рис.2.4).



а б

Рисунок 2.4 – Типові уточнювальні ознаки гідроудару від попадання води [103]: а – короблення елемента повітряного фільтра; б – висохлі краплі води у повітроводі

При попаданні у двигун води (водяний гідроудар) уточнювальними ознаками будуть короблення гофрів повітряного фільтра та сліди намокання на картоні фільтра (рис.2.4). Крім того, це сліди висохлих крапель води під кришкою фільтра, в гофрах повітроводів і на дросельній заслінці, а також кільцеві сліди корозії на поверхні циліндра в зоні зупинки поршневих кілець.

Гідроудар від натікання в циліндр палива (паливний гідроудар) та попадання в циліндр оливи (оливний гідроудар) трапляються набагато рідше. При цьому є певна складність виділення уточнювальних ознак цих видів гідроудару, оскільки олива та паливо не залишають слідів на деталях. У разі завдання вирішується від зворотного – наприклад, за відсутності ознак потрапляння інших рідин у циліндр.

Основна причина руйнування клапанів – це помилки при ремонті та обслуговуванні [87, 153, 163, 401], причому конструкції клапанних механізмів сучасних автомобільних ДВЗ особливо чутливі до таких помилок у зв'язку із загальним зменшенням діаметра стрижня клапана (до 5 мм).

У практиці ремонту зустрічаються два основних види руйнування клапанів [211], а саме, обрив стрижня у верхній частині по канавці для сухаря [153, 163] та відрив головки клапана від стрижня в нижній частині [401]. Як і у випадку гідроудару, намагатися визначити причину такої несправності тільки за характером руйнування окремих деталей, що перетворилися на численні уламки та деформовані вторинними ударами, абсолютно безглуздо. У разі слід вирішувати зворотне завдання – виявляти ознаки, які відповідають конкретній причині, щоб потім підтвердити цю причину за збігу ознак.

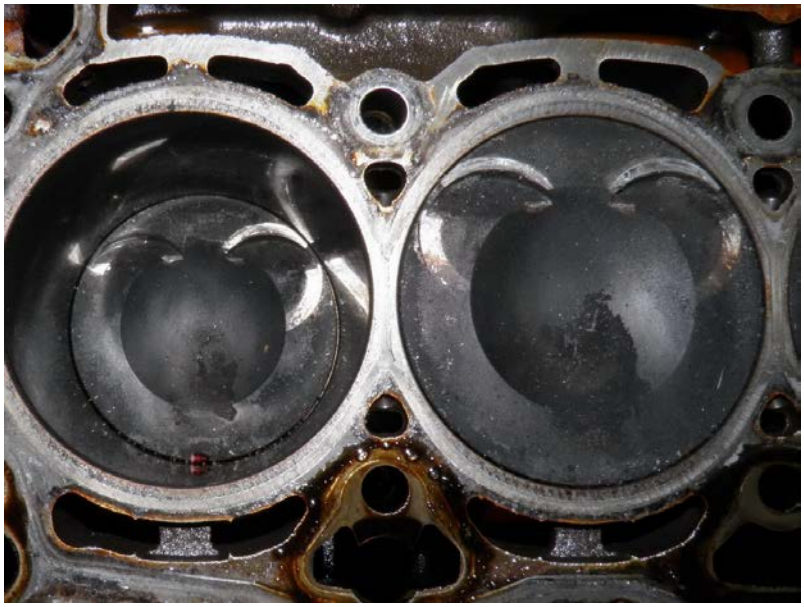


а б

Рисунок 2.5 – Головна ознака руйнування клапана внаслідок дефекту ремонту (складання) [103]: а – відсутність головки клапана в сідлі; б – руйнування поршня, за наявності підтверджувальних ознак – відсутності руйнування пальця та шатуна, а також слідів торкання клапанів та поршнів в інших циліндрах

Головною ознакою несправності даного виду, мабуть, є відсутність головки клапана у її штатному місці у сідлі (рис.2.5). Однак на відміну від головної ознаки гідроудару, відрив головки може мати не тільки первинний (утомне

руйнування), а й вторинний характер.



а



б



в

Рисунок 2.6 – Уточнюючі ознаки визначення причини руйнування клапана [103]: а – неправильна установка фаз газорозподілу (сліди торкання клапанів на поршнях); б, в – поломка клапана за канавкою для сухаря внаслідок неправильного складання (падіння клапана в циліндр)

Тому визначення причини руйнації цього типу не менш важливі підтверджувальні ознаки. Наприклад, важливо розуміти, чи є сліди ударів клапанів на поршнях сусідніх циліндрів (рис.2.6), чи зруйнований шатун і поршневий палець, пошкоджений або повністю зруйнований поршень, а також який ступінь зношування кривошипної головки шатуна і шатунного підшипника.

Дуже важливими дослідження цього виду несправності є уточнювальні ознаки локалізації руйнування [256, 264]. Наприклад, якщо стрижень клапана залишається в напрямної втулки, то руйнування відбулося в нижній частині стрижня з відділенням від нього головки клапана, і причиною є ударні згинальні навантаження на головці клапана. Тоді ознаки, що уточнюють, – це сліди ударів головки клапана на днище всіх поршнів (рис.2.6), а також втомний характер зламу в нижній частині стрижня клапана.

Якщо ж у циліндрі є фрагменти зруйнованого стрижня клапана (рис.2.6б), це показує, що руйнація сталася канавкою для сухарів (рис.2.6в). У цьому випадку причиною є неякісне складання (попадання у поєднання бруду або використання зношених старих деталей). Тоді після руйнування клапана тарілка пружини зберігається непошкодженою у зборі із сухарями та уламком стрижня, а злам стрижня по канавці має специфічну мікроструктуру (з включеннями частинок матеріалу напрямної втулки). Це говорить про надмірні згинальні навантаження в зоні сполучення сухарів зі стрижнем.

При порушенні подачі оливи пошкодження у двигуні виникають з різних причин, серед яких переважають експлуатаційні [103, 211, 262]. Головна ознака несправності – це руйнування шатуна по кривошипній головці. Воно відбувається внаслідок зношування, перегріву та руйнування шатунного підшипника з втратою міцності кривошипної головки шатуна при одночасному появі ударних навантажень від великих зазорів у підшипнику. Руйнування (у тому числі болтів кришки шатуна) зазвичай відбувається з пошкодженнями та/або пробоєм стінки блоку циліндрів, блоку кришок корінних опор (якщо кришки в одному блоці), оливної форсунки (якщо вони є в конструкції двигуна) і навіть оливного насоса з піддоном картера [262]. У двигунів старої конструкції з нижнім розташуванням розподільного валу може бути зруйнований і розподільний вал.

Підтверджувальні ознаки даної несправності це, очевидно, повне або часткове руйнування вкладиша, зношування та перегрів шийки колінвала та кривошипної головки шатуна (рис.2.7). Крім того, це пошкодження днища

поршня від ударів по головці циліндрів (через усунення шатунно-поршневої групи вгору при руйнуванні вкладиша), що в деяких випадках призводить до часткового або навіть повного руйнування поршня.

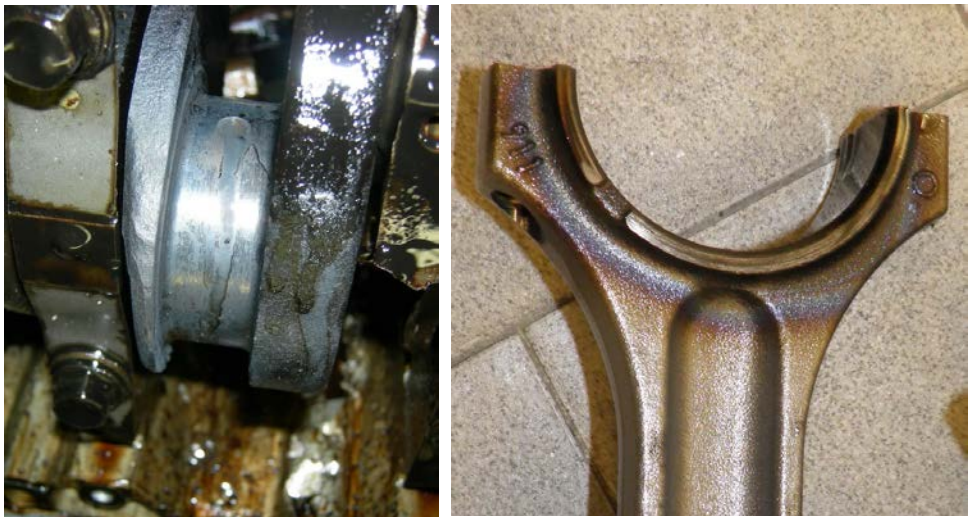
Уточнювальні ознаки локалізують саму причину несправності, серед них найбільш поширеними є недостатній рівень оливи, несправність оливного насоса, засмічення системи змащення відкладеннями, а також різні помилки при ремонті та інші причини.

З руйнуванням поршневого пальця пов'язані найважчі пошкодження ДВЗ зазвичай у початковий період експлуатації [264]. Руйнування цього виду притаманно випадку, як в отворі пальця після механічної обробки залишаються позаштатні сліди – концентратори напруження [211]. Такі концентратори можуть виникнути при порушеннях технологічного процесу – наприклад, коли при обробці переходу між внутрішніми поверхнями ступеневого отвору не витримано радіус, або коли замість однієї галтелі виконані дві (рис.2.8).

Концентратори напруження в отворі зазвичай розташовані у середній частині пальця, яка спирається на поршневу голівку шатуна. Оскільки навантаження на палець у цій зоні знакозмінні та за величиною близькі до максимальних, наявність концентраторів призводить до появи тріщини втоми і її поширення в поперечному напрямку.

Поява тріщини супроводжується збільшенням деформації пальця (оскільки тріщина "дихає"), що може викликати слабкий сторонній звук у двигуні. Однак оскільки цей звук, а тим більше його причину виявити до руйнування пальця неможливо, запобігти руйнації, а також його наслідки зазвичай також неможливо.

Після поділу пальця на два фрагменти відбувається різка зміна характеру навантажень на бобишкі поршня. Один із фрагментів – менший, який розташований в одній із бобишок поршня, зазвичай повністю виходить із контакту з шатуном, що також повністю розвантажує цю бобишку від будь-яких сил.



а б



в г

Рисунок 2.7 – Приклад поєднання головної ознаки порушення подачі оливи з комплексом підтверджувальних ознак, серед яких [264]: а – перегрів шатунної шийки колінвала, б – перегрів кривошипної головки шатуна, в – руйнування перегрітої кривошипної головки шатуна (з частковим руйнуванням поршня), г – повне руйнування шатунного підшипника

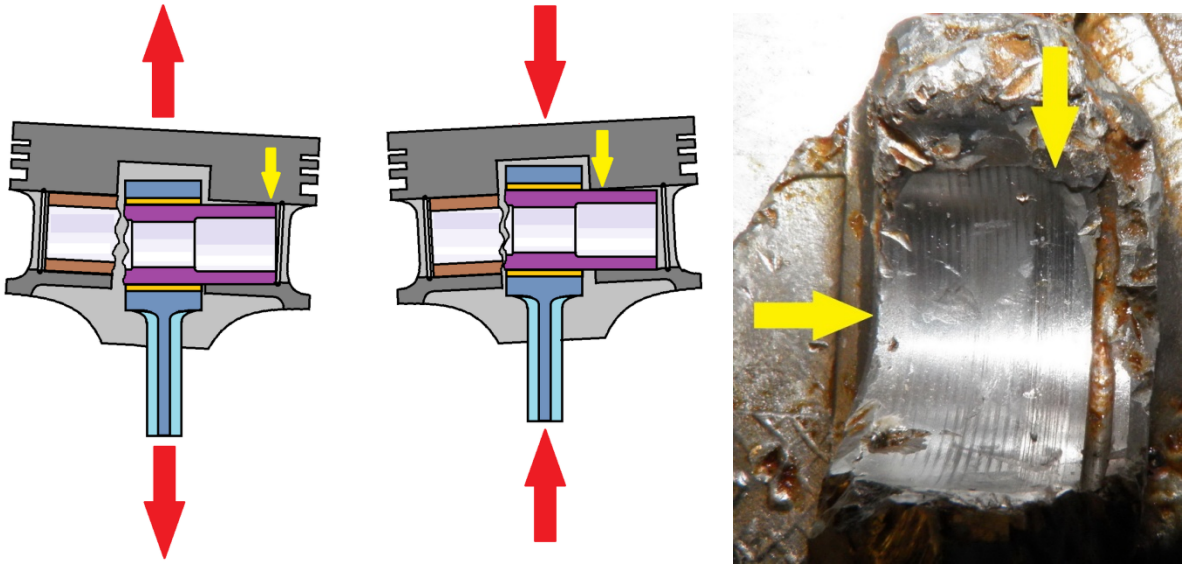


а б

Рисунок 2.8 – Приклад прихованого виробничого дефекту: а – подвійна галтель в отворі поршневого пальця, що виявлена після його руйнування; б – наслідок дефекту у вигляді втомного руйнування пальця

Однак інший фрагмент – більший, виявляється, як і раніше, у поєднанні поршня і шатуна, але не симетрично, а консольно. Це призводить до появи в поєднанні надмірно високих перекошуваних навантажень (рис.2.9).

Шляхом перекосу на бобишці залишаються характерні зони деформації. Так, у внутрішнього краю отвору бобишки це порівняно широка зона з блискучою поверхнею в напрямку вгору і вниз, яку залишає при взаємодії з бобишкою фрагменту пальця, який вставлений в поршневу головку шатуна. Ближче до зовнішнього краю отвору бобишки спостерігаються вузькі відбитки від дії краю поршневого пальця (рис.2.9), які при поступовому осьовому переміщенні фрагмента перетворюються на характерні дрібні "сходинки".



а б

Рисунок 2.9 – Схема роботи поршневого пальця: а – до і після руйнування; б – характерні зони деформації, що утворилися, на поверхні отвору на уламку бобишки поршня

Витримати подібні позаштатні навантаження не зможе ні поршнева голівка шатуна, ні бобишка поршня, проте на практиці руйнація (внаслідок так званої малоциклової втоми) завжди відбувається по бобишці поршня. Подальша взаємодія шатуна з відокремленим від нього поршнем швидко призводить до їх подальшого руйнування, яке можуть бути втягнуті блок циліндрів і клапани.

Досить близьким за характером пошкоджень і наслідків різновидом даної несправності є порушення осьової фіксації поршневого пальця в бобишках поршня [80, 87], причому картина руйнувань в такому випадку може бути настільки близька до описаної вище, що дозволяє об'єднати обидві несправності в загальну, пов'язану з пальцем.

Порушення осьової фіксації пальця також є виробничим дефектом, оскільки викликається, як правило, неякісним ремонтом (ремонтним виробництвом), причому можливі два варіанти в залежності від способу фіксації пальця. Наприклад, для плаваючого пальця це вискакування стопорного кільця з канавки в отворі бобишки поршня через зношування від надмірних ударних навантажень на стопорне кільце або неправильної його установки. Для нерухомого пальця порушення фіксації пов'язане з його зміщенням в отворі поршневої голівки шатуна внаслідок позаштатного зазору в цьому з'єднанні (він утворюється внаслідок перегріву поршневої головки шатуна при установці пальця під час ремонту двигуна).

При порушенні фіксації палець прогнозовано зсувається вбік до упору поверхню циліндра. Цим палець наносить на поверхню довгу та глибоку вертикальну канаву, а на кромки пальця з'являється характерне полірування, що є головною ознакою даної несправності (рис.2.10). Однак на відміну від руйнування пальця, картина розвитку несправності при порушенні його осьової фіксації залежить від конструкції поршня.

Наприклад, старі двигуни мають порівняно довгий палець, який при зміщенні вбік до упору у циліндр залишається в контакті з поверхнею отвору обох бобишок. Нерідко це викликає лише пошкодження циліндра та різке збільшення витрати оливи на чад. Навпаки, у переважної більшості сучасних двигунів короткий палець при зміщенні до упору вбік може взагалі вийти зі сполучення з протилежною бобишкою поршня, і тоді картина стає точно тотожною руйнуванню пальця. Або у пальця залишається опора тільки край отвору протилежної бобишки.



а б в

Рисунок 2.10 – Типові ознаки порушення осьової фіксації поршневого пальця в шатуні [87]: а – канава від пальця на поверхні циліндра; б – несиметричний контакт поршневого пальця; в – пошкоджена торцева поверхня пальця

В останньому випадку надзвичайно високі питомі навантаження на невелику поверхню опори викликають катастрофічне зношування отвору по вузькому поясу. Після цього зростальні знакозмінні згинальні зусилля ламають ближню до упору бобишку так само як і при руйнуванні пальця [87].

Таким чином, близькість процесів руйнування дозволяє об'єднати обидва варіанти – руйнування пальця та порушення його осьової фіксації. Різниця між процесами лише у підтверджувальних та уточнювальних ознаках. Наприклад, при порушенні осьової фіксації поршневий палець не може бути зруйнований поперечно. Навіть якщо він потрапляє між деталями, що обертаються і нерухомими, руйнування мати крихкий характер і відбувається вздовж його осі, а не поперек (рис.2.8). Відповідно, при втомном руйнуванні пальця не виникає пошкодження циліндра у вигляді вертикальної канави від упору пальця. Немає й інших ознак порушення осьової фіксації, пов'язаних з перегрівом головки шатуна або зі стопорним кільцем та його канавкою (або вони виражені слабко).

## 2.2 Розвиток методу визначення причин значних пошкоджень автомобільних двигунів за допомогою таблиці

Якщо всі відомі ознаки пошкоджень розбити на головні, що підтверджують та уточнюють, та перевіряти наявність зазначених ознак при дослідженні причин несправностей, можна практично виключити грубі помилки при визначенні причин несправності у разі значних пошкоджень, включаючи виявлення явних невідповідностей звітів та висновків, таких як плутанина між причинами та наслідками, у тому числі за недостатньої кваліфікації дослідника. В результаті причина значних пошкоджень ДВЗ, коли вони виникають внаслідок руйнування деталей та неузгодженості їх зворотно-поступального та/або обертального руху, може бути визначена з дуже високою ймовірністю за допомогою таблиці (табл.2.1). Принаймні будь-яка випадкова вибіркова перевірка за наведеною таблицею реальних випадків руйнувань за наявності сукупності ознак досить точно вказує на причину відмови. Це дозволяє користуватися таким підходом на практиці [87].

Таблиця має практично ті ж функції та характеристики, як і відомі таблиці несправностей. Вибіркові перевірки таблиці за базою даних виконаних досудових та судових експертиз причин несправностей двигунів, а саме понад 90 досліджень за 8 років, показали, що за її допомогою можна практично виключити грубі помилки при розслідуванні причин несправності, включаючи явні невідповідності висновків експертів.

З табл.2.1 випливає, що за наявності значних пошкоджень ДВЗ для визначення причини достатньо перевірити наявні ознаки на відповідність головним ознакам гідроудару, порушення подачі оливи, дефекту складання клапанного механізму та поршневого пальця, перегріву двигуна від втрати охолоджувальної рідини, локального абразивного зносу (розд.6). Після цього можливо вибрати робочу версію причини несправності, яку потім також швидко підтвердити та уточнити за іншими ознаками – підтверджувальними та уточнювальними.

Таблиця 2.1-1 – Розглянуті види пошкоджень ДВЗ та їх ознаки

| Пошкодження / несправність | Гідроудар | Обрив клапана | Порушення змащення | Руйнування порш. пальця або порушен. осьов. фіксац. | Перегрів двигуна від втрати охолод-жувал. рідини | Локальний абразивний знос |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Причина несправности | Попадання рідини в циліндр (експлуатаційне пошкодження чи виробничий дефект) | Виробничий дефект складання (при виготовленні чи ремонті) пов'язаних із клапаном деталей | Перегрівання шатунного підшипника (експлуатаційне пошкодження або виробничий дефект) | Виробничий дефект виготовлення чи ремонту | Негерметичн. системи охолодження двигуна (експлуатаційн. пошкодження або виробничий дефект) | Порушення регламенту обслуговування двигуна при заміні повітряного фільтра (експлуатаційн. пошкодження) |
| Причина руйнування | Нештатні навантаження на шатун через деформацію стрижня, втомне руйнування стрижня шатуна | Нештатні навантаження на клапан, втомне руйнування стрижня клапана | Втрата міцності матеріалу, нештатні ударні навантаження, втомне руйнування нижньої головки шатуна | Концентратор напруження на поверхні отвору, втомн. руйнув. або порушення осьової фіксац. (неправильне встановлення стоп. кільця, перегрів верхн. головки шатуна при складанні) | Порушення охолодження деталей, термічні деформації поршня, головки циліндрів, прокладки головки та ин. деталей | Погіршення якості очищення повітря при одночасному перерозподілі частинок пилу в один циліндр |
| Наслідки | Пробій блоку циліндрів, пошкодження циліндра в нижній частині, пошкодження головки циліндра та клапанів та ін. | Сильне пошкодження циліндра (по всій висоті) та камери згоряння, пробій блоку циліндрів та ін. | Пробій блоку циліндрів, руйнування шатуна, пошкодження циліндра в нижній частині та ін. | Пробій блоку циліндрів, руйнування поршня та шатуна, пошкодження циліндра та ін. | Пошкодження циліндра і поршня (задираки), головкі циліндрів (термічні пошкоджен.) | Пошкодження циліндра, поршня і головкі циліндрів |
| Головні ознаки | Руйнування стрижня шатуна в середній частині, при розширеному поясі нагару у верхній частині циліндра | Сильне пошкодження або руйнування поршня за відсутності головки клапана на її штатному місці у сідлі | Руйнування кривошипної головки шатуна при руйнуванні вкладиша, перегріві головки шатуна та шатунної шийки | Руйнування поршня при поперечному руйнуванні поршневого пальця або за наявності глибокої вертикальної канави на циліндрі | Деформація головки цилиндрів, термічні пошкодження деталей | Надзвичайний знос в одному циліндрі (знос поверхні циліндра, канавок поршня, поршн. кілець, впускних клапанів) |

Таблиця 2.1-2 – Розглянуті види пошкоджень ДВЗ та їх ознаки (продовження)

| Пошкодження/ несправність | Гідроудар | Обрив клапана | Порушення змащення | Руйнування порш. пальця або порушен. осьов. фіксац. | Перегрів двигуна від втрати охолоджувальн. рідини | Локальний абразивний знос |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Підтверджувал. ознаки -<br><br>підтверджують основні ознаки | 1) діагонал. знос спідниці поршня, 2) деформація спідниці,3) слід стертого нагару над отв. пальця на поршні, 4) знос краю торців поршн. пальця, 5) знос стопор. кільця, 6) розбив. канавки стопор. кільця в отворі для пальця, 7) нагароутв. на стінках, 8) пошк. нижнього краю спідниці та боб. поршня, 9) діагон. зношув. шат. вкладишів, 10) в атмосфер. ДВЗ виштовх. поршня з уламк. шатуна вгору, в ДВЗ з наддувом - вниз. | 1) відсутність руйнування шатуна, 2) відсутність руйнування поршневого пальця, 3) відсутність пошкоджень кривошипної голов. шатуна, 4) відсутність зношування шатунного підшипника. | 1) знос, перегрів вкладишів та головки шатуна, 2) пошкодження днища поршня від ударів по голов. циліндра, 3) пошкодження бобишок порш. знизу від ударів противаг колінвала, 4) можливе руйнування поршня. | 1) при руйнув. пальця - "сходинки" ближче до зовн. краю отвору зруйнованої бобишки та деформація на внутріш. краї, 2) при порушен. осьової фіксації - цілісність пальця або його позд. руйнуван., "сходинка" біля внутрішнього краю отвору бобишки. | 1) сліди прориву газів на прокладці головки циліндрів, 2) випадання сідел із головки 3) задираки на краю спідниці, 4) термічні пошкодження днища поршня, 5) термічні пошкодження камери згоряння | 1) пошкоджено лише один циліндр, 2) надзвичайний знос верхньлй канавки поршня, 3) надзвичайний знос впускних клапанів і сідел, 4) повне знос поршневих кілкць, 5) велика втрата моторной оливи |
| Уточнювальні ознаки -<br><br>уточнюють місце та час пошкодження | При попаданні води ззовні:<br>1) короблення гофрів фільтра, 2) сліди намокання на картоні, 3) сліди висохлих крапель води в корпусі фільтра, на дрос. заслінці.<br><br>При попаданні оливи (тільки ДВЗ з турбонаддувом) або палива:<br>1) відсут. слідів висохлих крапель у повітроводів,<br>2) течі ущільнень турбокомпресора (внутрішня негерметичність агрегатів паливної системи). | 1) при руйнуванні в ниж. частині стрижня:<br>- сліди ударів голов. клапана на днищі всіх поршнів,<br>- втомний хар-р зламу на стрижні клап.,<br>2) при руйнув. по канавці для сухарів:<br>- стрижень клап. в цил.,<br>- тарілка пруж. залишається у зборі із сухар. та уламком стрижня,<br>- специфічна мікроструктура зламу.. | 1) низький рівень оливи, 2) неспр-ність або знос оливн. насоса, 3) засміч. системи змащення, 4) помилки при ремонті, пов'яз. з геометрією підшипників колінвала | 1) при руйнув. пальця –позашт. галтель в отворі пальця, 2) у разі поруш. осьової фіксації пальця – полірування чи пошкодження крайки пальця об циліндр, несиметричність слідів лежить на поверхні, різниця у стані стопорних кілець (знос) і канавок під них (деформація), чи сліди перегріву порш. головки шатуна (для пресової посадки пальця). | 1) сліди витікання охолоджувальн. рідини на деталях,<br>2) видсутність охолоджувальн. рідині в системі охолодження,<br>3) пошкодження радіатора або шлангів системі охолодження | 1) волокнистий повітряний фільтр, 2) впускний колектор змінної довжини, 3) забруднення впускної системі пилом, 4) порушення регламенту заміни фільтра |

Однак таблична форма не цілком зручна для практичного застосування. Крім того, вона залишає невизначеність у випадках, коли для цього виду несправності не вдається виявити всі ознаки. Тоді не можна заздалегідь визначити, який вид пошкодження чи несправності необхідно вибрати для подальшого аналізу.

Внаслідок зазначених особливостей таблиці доцільно перенести принцип кластеризації (поділу) ознак інші методи, зокрема, логіко-імовірнісні.

## 2.3. Удосконалення логіко-імовірнісного методу пошуку несправностей двигунів

Можна виділити два види аналізу несправностей, що виконується за допомогою широко відомого дерева відмов [6, 32-33, 123]. Якісний (логічний) аналіз – це знаходження у вигляді структурного графа всіх можливих комбінацій про базових чи елементарних подій, які можуть зумовити настання досліджуваної кінцевої події (відмови системи). Кількісний аналіз – це визначення ймовірності настання кінцевої події (аварії) на основі структурного графа, отриманого шляхом логічного аналізу, та даних про ймовірності настання базових подій.

Саме собою уявлення події відмови як ймовірної події суперечить завданням дослідження причин несправності, у якому будь-яке ймовірна подія, навіть за високим значенням ймовірності, завжди трактується насамперед на користь неможливості її наступу. Тоді, якщо припустити, що в експлуатації відмова вже трапилася, основним завданням логічного аналізу дерева відмов буде не виведення формул для розрахунку ймовірності події відмови, що вже відбулася, а логічний пошук її причини. Внаслідок цього основне завдання даної роботи розглядалося саме з точки зору логічного аналізу, що дозволяє якомога точніше знаходити причину несправності за сукупністю ознак не ймовірних, а вже подій, що вже привели до відмови. Відповідно до цього кількісний аналіз, пов'язаний з розрахунком ймовірності у традиційній його постановці, не розглядався як такий, що не має практичного сенсу.

Побудова дерева відмов передбачає визначення та детальний опис наступних подій [123]:

1) кінцевий (аварійний) стан системи, а також основні його ознаки,

2) підсистеми (складові частини, елементи) та пов'язані з ними події, які можуть призвести до відмови системи,

3) дії, які викликають ці події.

Однак, перш ніж розпочинати роботу зі складання дерева відмов двигуна, необхідно детально з'ясувати, з чим саме доведеться мати справу. Тобто необхідно визначити, які у досліджуваної системи характерні особливості, які у неї відомі види несправностей, у чому полягають їхні причини і які їх ознаки.

Відповідно до цього, складання дерева відмов ДВЗ може бути виконано в кілька послідовних наближень [96, 123]:

1) структурування об'єкта дослідження шляхом розбиття його на окремі вузли та об'єднання їх у блок-схему,

2) визначення можливих джерел, причин та ознак несправностей для даного об'єкта,

3) деталізація та структурування ознак та причин відмов за виділеними блоками (вузлами) об'єкта з їх докладним описом,

4) складання прямого дерева відмов об'єкта з однієї обраної причини несправності,

5) розширення прямого дерева відмов інші причини несправностей об'єкта.

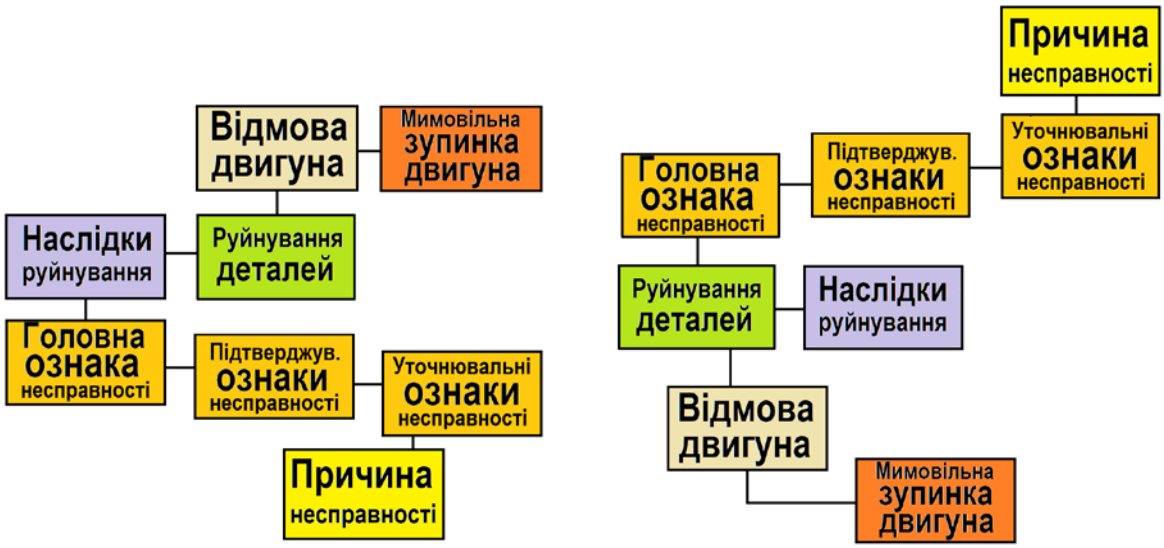
На цьому етапі важливо розуміти, що фактично, при вже відмову, мова може йти про зворотне завдання аналізу дерева відмов, яка передбачає і зворотний напрямок аналізу. Тобто, якщо прямий аналіз з метою розрахунку ймовірності відмови робиться від базисних подій, що ініціюють відмову, у бік відмови системи (двигуна) в цілому, то при використанні дерева відмов для пошуку причини відмови слід передбачити прямо протилежний напрямок аналізу – рух від відмови системи до базисних подій, що ініціює відмову.

Тоді до традиційних етапів слід додати кілька етапів, які адаптують логічну структуру до завдання пошуку причин відмови [83, 86, 96, 246]:

6) модифікація прямого дерева відмов з метою спрощення логічної схеми та її аналізу – наприклад, припущення логічного зв'язку події, що розглядається, з кількома попередніми подіями,

7) реверс прямого дерева відмов об'єкта у зворотне з метою приведення його до вигляду, який дозволить виконувати логічний пошук причини відмови.

Внаслідок такого підходу з прямого логічного графа можна отримати логічний граф у вигляді модифікованого зворотного (перевернутого, реверсованого) дерева відмов [86]. У такому дереві чітко виділено не тільки проміжні стани вузлів та елементів, а й докладно прописані ознаки, за якими водій та/або сервісний центр зазвичай встановлюють подію (факт) несправності чи відмови (рис.2.12).



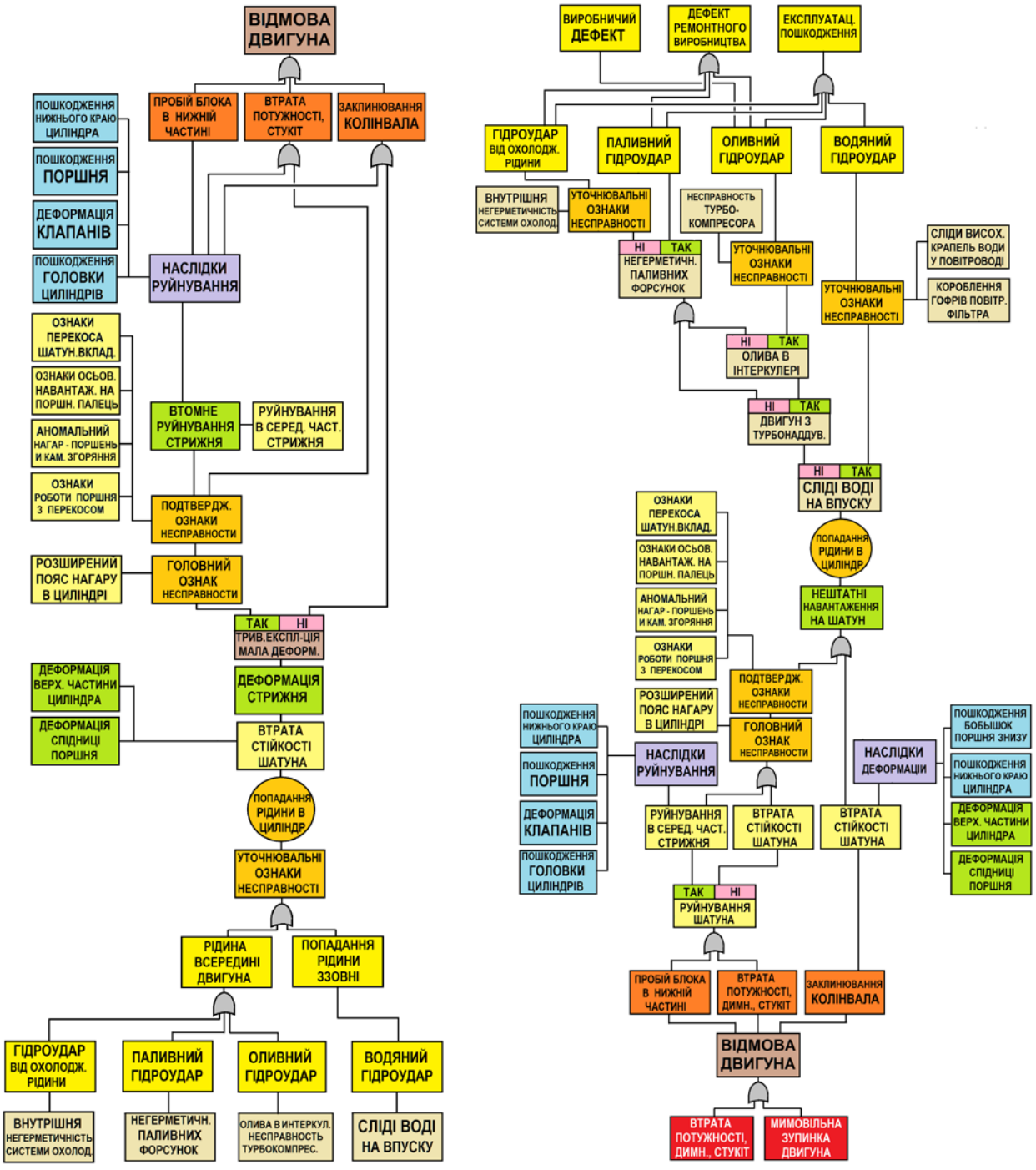

а б

Рисунок 2.12 – Логічні схеми з напрямком аналізу знизу вгору [256, 264], що описують дані щодо окремо виділеної несправності (відмови): а – пряма; б – перевернута

Спочатку такий граф будується як модифікований (кожний події може бути кілька входів, але тільки один вихід) і прямий, тобто. у напрямі причини до самої події відмови [264]. Після побудови прямий граф реверсується з метою отримання логічної схеми для аналізу у зворотному напрямку – від події відмови у бік її причини (рис.2.12), що відповідає завданню пошуку причини вже

виниклої відмови (на відміну від прямих завдань визначення ймовірності відмови).

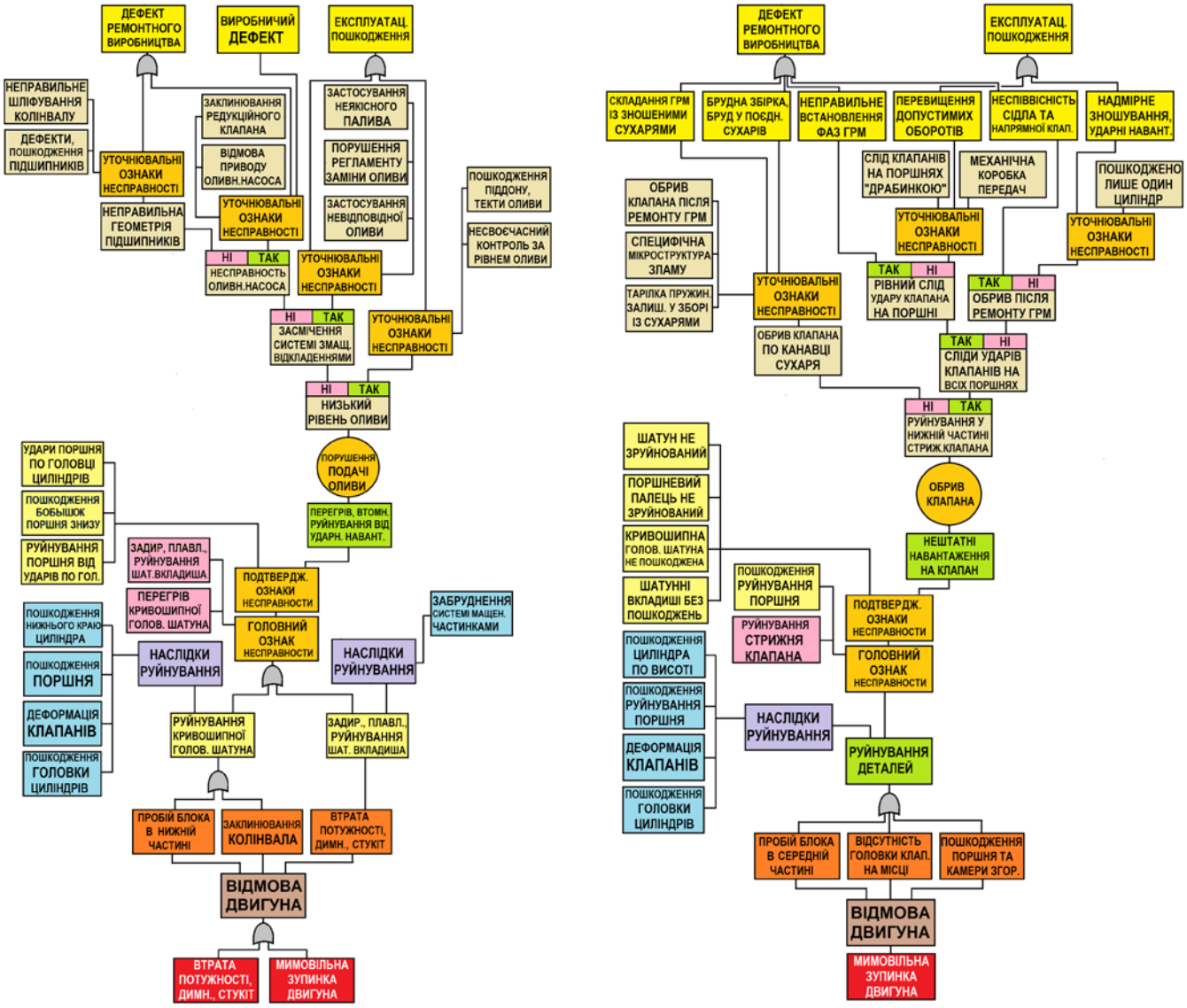
На рис. 2.13 представлений модифікований та перевернутий граф для відмови, пов'язаного з гідроударом в одному з циліндрів ДВЗ від попадання води, оливи, палива або охолоджувальної рідини.




а) б)

Рисунок 2.13 – Загальний вигляд модифікованого дерева відмови двигуна при гідроударі [264]: а – прямого; б – перевернутого (реверсованого)

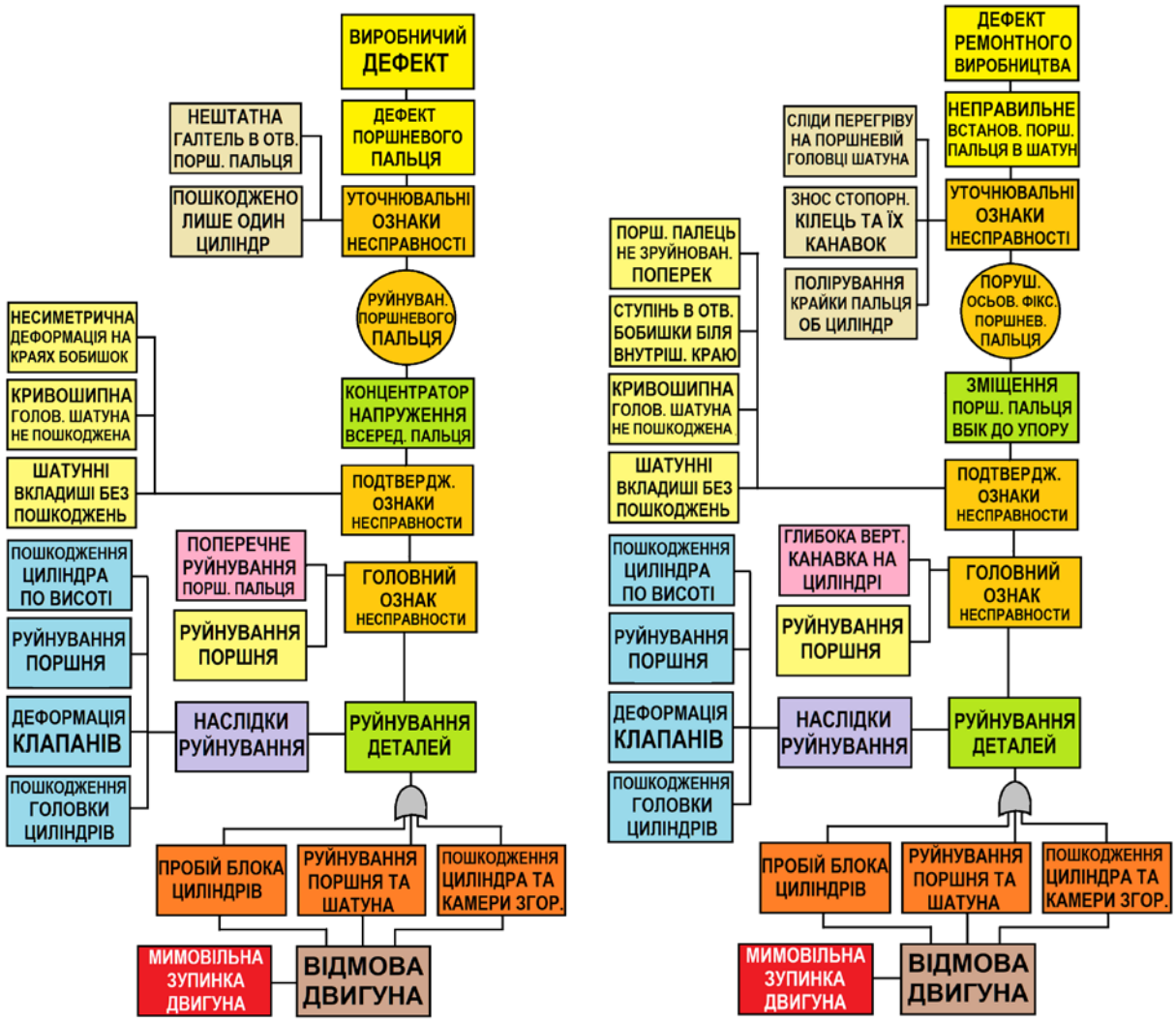
Аналогічно можуть бути розроблені логічні схеми дерева відмов для інших аналізованих причин, у тому числі руйнування підшипника та шатуна через порушення змащення (рис.2.14), а також руйнування клапана.




а б

Рисунок 2.14 – Загальний вид перевернутого дерева відмови при руйнуванні: а – підшипника колінвала; б – клапана

Складемо дерево відмов ДВЗ і для випадків, пов'язаних з поршневим пальцем, включаючи його руйнування (рис.2.15а) та порушення осьової фіксації (рис.2.15б). Аналогічно можна скласти графи для інших видів відмов, у тому числі для перегріву при втраті охолоджувальної рідини (ризд.3) і локального абразивного зносу (разд.4).




а б

Рисунок 2.15 – Загальний вид перевернутого дерева відмови: а – при руйнуванні поршневого пальця; б – при порушення осьової фіксації поршневого пальця

Якщо докладно розглядати всі ознаки всіх перелічених видів відмов, то, попри деяку подібність у їх наслідках (рис.2.1), детальний аналіз як ознак, так і логічної структури кожного виду відмови (за винятком відмов, пов'язаних із поршневим пальцем), не дозволяє виділити у них спільні чи схожі гілки дерева відмов.

Дійсно, при складанні дерев відмов окремо за всіма видами відмов, що розглядаються, можна потім звести їх в одну логічну схему. Результат подано на рис. 2.16, де логічний граф поєднує п'ять вищеперелічених видів відмов, які призводять до значних пошкоджень [256, 264].

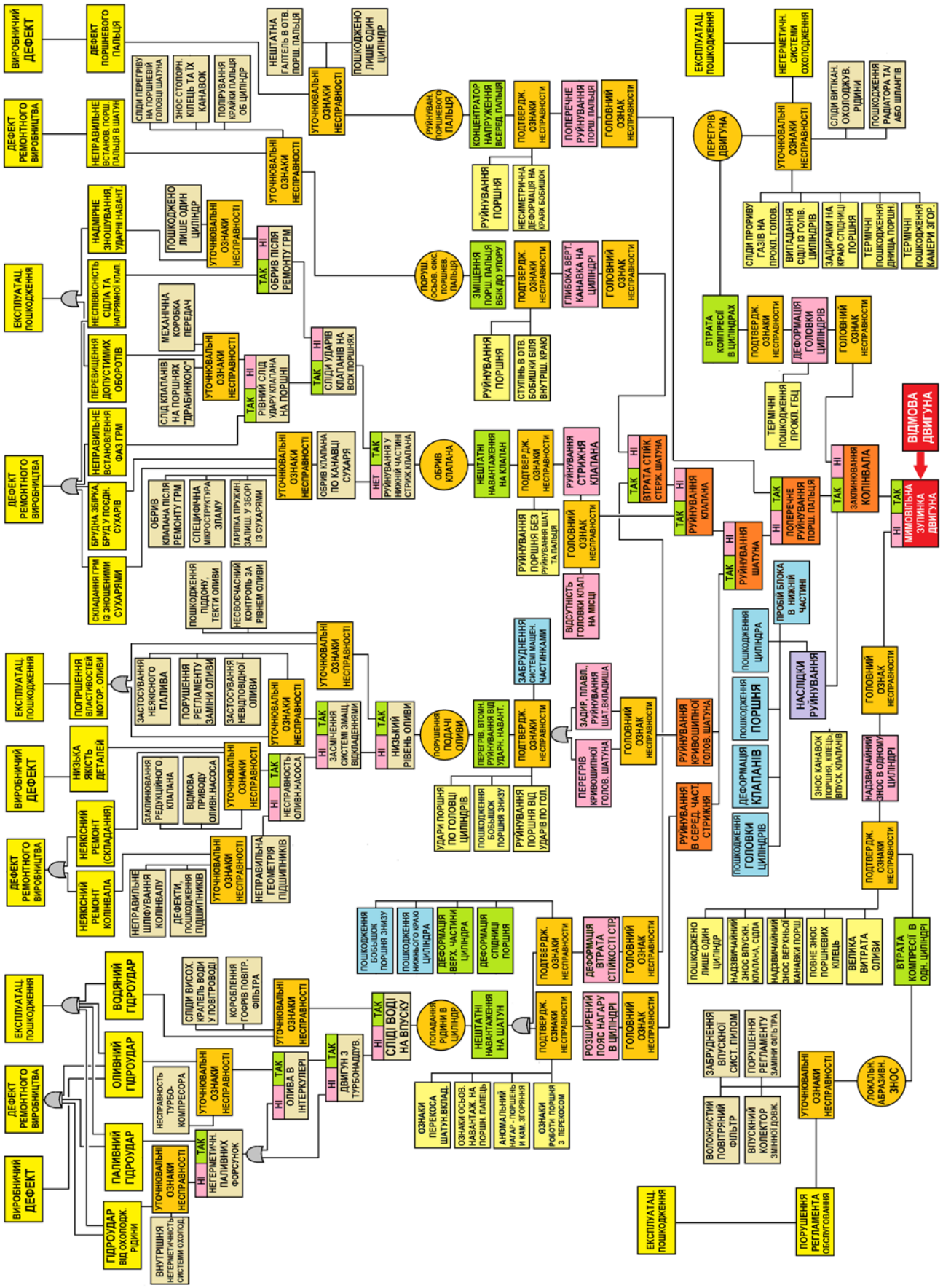


Рисунок 2.16 – Загальний вигляд дерева відмов, що описує розглянуті пошкодження двигуна (зображення повернуто на $90^0$ проти годинникової стрілки)

Структура логічного графа для двигуна, навпаки, фактично є дерево з розбіжними майже незалежними гілками. Це пояснюється зазначеним вище локальним характером відмов, коли пошкодження локалізується, наприклад, у пошкодженому циліндрі та поширюється більшість деталей двигуна.

Водночас отриманий результат у вигляді логічного графа (рис.2.16) уточнює і деталізує дані про причини, ознаки та наслідки значних пошкоджень, пов'язаних, головним чином, з порушенням синхронізації деталей, що поступово рухаються та обертаються. Таким чином, для визначення причини відмови у разі значних пошкоджень можна замість таблиці (табл.2.1) використовувати заданий графом алгоритм логічного пошуку шляхом переміщення по графу від події відмови вгору у бік причин відмови.

## 2.4. Достовірність логіко-імовірнісного методу дослідження причини значних пошкоджень двигуна

Для верифікації розробленого методу з бази даних, що об'єднують 280 автотехнічних досліджень причин несправностей двигунів (див. Додаток Е), було зроблено вибірку з 50 досліджень, у тому числі позасудових досліджень – 17, судових експертиз – 14, зокрема:

- з оглядом об'єкта та попередніми висновками про причину несправності – 19,
- з проведенням повного дослідження та складанням висновку фахівця-експерта – 31.

Вибірка була зумовлена не лише тим, що вона об’єднує дослідження причин значних несправностей, а й наявністю альтернативних висновків чи думок фахівців, які мають різну підготовку (кваліфікацію).

Таких досліджень у вибірці було 28. Усі фахівці, які брали участь у зазначених дослідженнях, були умовно поділені на три групи – низькою (9 фахівців або 32% не мали досвіду), середньою (16 фахівців або 57%) та високою (3 фахівця або 11%) кваліфікації. Цей розподіл фахівців (рис.2.17) у першому

наближенні якісно відповідає реальній картині, коли більшість фахівців мають середню кваліфікацію, а кількість фахівців високої кваліфікації значно менша, ніж низька.

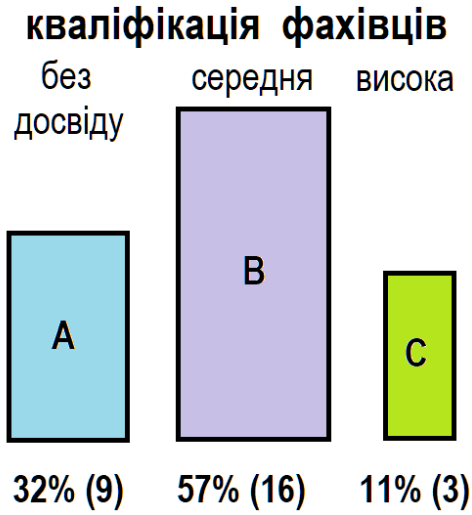



Рисунок 2.17 – Діаграма розподілу фахівців щодо їх кваліфікації

Для отримання кількісної оцінки прийнято умову: фахівець, не маючи необхідного досвіду, зможе фактично лише вгадати причину несправності. Тобто, із 4-х розглянутих вище причин значних пошкоджень правильна може бути вказана лише з ймовірністю 0,25 (табл.2.2).

Таблиця 2.2 – Ймовірність правильної оцінки причин несправності залежно від кваліфікації фахівця

| Склад фахівців | Без досвіду роботи | Середня кваліфікація | Висока кваліфікація |
|---|---|---|---|
| Кількісний склад | 9 | 16 | 3 |
| Склад відносний | 32% | 57% | 9% |
| Імовірність правильного визначення причини | 0,25 | 0,62 | 0,99 |
| Середньоквадратичне відхилення | 0,383 | | |
| Дисперсія | 0,147 | | |

Навпаки, для фахівця високої кваліфікації можливість правильного визначення причини була прийнята 0,99. Тоді для фахівців середньої кваліфікації ймовірність правильного визначення причини несправності лежить у межах 0,25-0,99 (середнє арифметичне значення 0,62, середнє квадратичне 0,50 [16]).

За прийнятими даними, розраховане математичне сподівання [12] правильного визначення причини несправності всіма фахівцями – 0,54. Однак перевірка всіх випадків, описаних у розглянутій вибірці досліджень, з використанням запропонованого методу, тобто, без урахування кваліфікації фахівця, показує, що ймовірність правильного висновку для 42 досліджень з 50 становить 0,84 (табл.2.3). Звідси випливає, що використання методу практично підвищує ймовірність правильного визначення причини значного пошкодження двигуна на 30%.

Таблиця 2.3 – Статистика визначення причин несправності з використанням різних методів

| ПАРАМЕТР | З використанням відомих методик досліджень | З використанням удосконаленого методу |
|---|---|---|
| Математичне сподівання правильного висновку про причину несправності | 0,54 | 0,84 |

Таким чином, при визначенні причини несправності, що викликала значні пошкодження у двигуні (гідроудар в циліндрі, обрив клапана, порушення подачі оливи до колінчастого валу, руйнування або порушення осьової фіксації поршневого пальця), ймовірність правильності оцінки традиційними методами становить 0,54 для вибірки 50 автотехнічних досліджень. Причому вибірка враховує склад фахівців із їхньої кваліфікації – 32% за відсутності досвіду роботи, 57% середньої кваліфікації та 11% високої кваліфікації. При визначенні цих причин при використанні вдосконаленого логіко-імовірнісного методу

ймовірність правильної оцінки зростає на 30% і становить 0,84 і не залежить від рівня кваліфікації фахівця та його суб'єктивної оцінки.

## 2.5 Розробка та застосування логіко-імовірнісного методу до завдання пошуку причин несправностей турбокомпресора

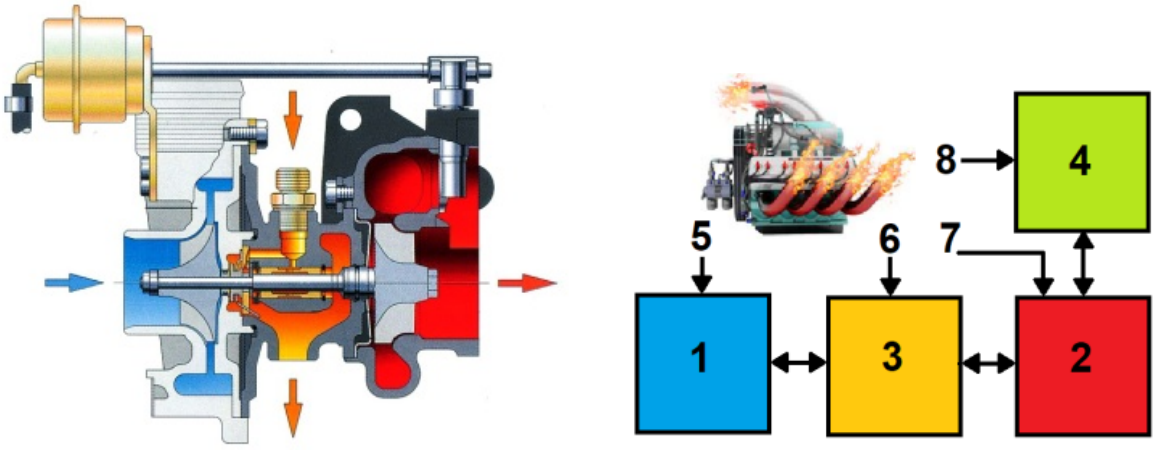
Практика показує, що несправність турбокомпресора двигуна є критичною з точки зору надійності двигуна в цілому і може призводити до серйозних пошкоджень у двигуні [145, 202, 205]. При цьому турбокомпресор внаслідок особливостей конструкції [238, 290, 302, 410] (включаючи, в 1-у чергу, високу частоту обертання ротора) виявляється особливо чутливим до порушення умов експлуатації, у тому числі режимів змазування, охолодження, якості фільтрації повітря [197, 346]. В результаті його ресурс нерідко виходить набагато меншим за ресурс двигуна [295, 305, 393, 399].

У сучасних автомобільних двигунах турбокомпресори набули винятково широкого поширення – практично всі автомобільні дизелі оснащуються турбонаддувом, а в бензинових ДВЗ з іскровим запалюванням турбонаддув став популярним засобом зниження матеріаломісткості шляхом зменшення розмірів і маси двигуна при збереженні його потужності [145, 198, 202, 205].

У такій ситуації завдання правильного визначення причин відмов турбокомпресора виходить не менш актуальним, ніж для ДВЗ. Щобільше, внаслідок тих самих особливостей конструкції правильно визначити, чому стався відмова, у багатьох випадках навіть важче, ніж у ДВЗ [213, 352]. Відповідно до цього, метод аналізу дерева відмов з метою визначення причин несправностей був застосований також і для турбокомпресора.

З метою опису турбокомпресора як системи з логічними взаємозв'язками агрегат був певним чином структурований [74, 82, 244], причому його структура, яка була прийнята для дослідження, прямо випливає з його конструкції (рис.2.18). Оскільки аналогічну конструкцію мають мікротурбореактивні двигуни [111], результати їх дослідження також застосовні при розробці моделі.

У досліджуваній системі неважко виділити кілька основних складових частин та елементів, після чого можна прийняти, що турбокомпресор складається з 4-х основних вузлів – компресора, турбіни, підшипникового вузла та системи керування (рис.2.18). При цьому важливо те, що кожен із вузлів має свій власний зв'язок із ДВЗ [74, 244].




а б

Рисунок 2.18 – Турбокомпресор: а – конструктивна схема; б – блок-схема: 1 – компресор, 2 – турбіна, 3 – підшипниковий вузол, 4 – система керування (клапан перепускної заслінки типу Wastegate, турбіна з регульованим сопловим апаратом VNT або інше, з приводним механізмом та блоком керування), зовнішні дії на турбокомпресор (від двигуна внутрішнього згоряння), у тому числі: 5 – впускна система ДВЗ, 6 – оливна система і картер ДВЗ, 7 – циліндри ДВЗ і випускний колектор, 8 – система керування двигуном

Зокрема, компресор пов'язаний із впускною системою двигуна, турбіна – з циліндрами та випускною системою, на підшипниковий вузол впливає робота системи змащення, а також умови дренажу оливи з підшипників, включаючи тиск у картері. Електронна частина системи керування при цьому пов'язана з системою керування двигуном, у той час як виконавчі елементи системи керування залежать від стану та роботи тієї системи двигуна, де вона розташована (наприклад, для клапана Wastegate та турбіни з регульованим сопловим апаратом VNT це циліндри та випускна система).

В результаті виходить досить проста блокова схема досліджуваної системи (рис.2.18б), яка, проте, досить складна для логічного аналізу. Принаймні аналогічний запропонованому принцип поділу турбокомпресора на вузли з метою подальшого аналізу виявити не вдалося. Аналіз дерева відмов турбокомпресора у відомих роботах або практично не згадується, або схема системи настільки спрощена [281], що застосувати результати таких робіт у завданнях пошуку причин несправностей практично неможливо.

Усі несправності турбокомпресорів [213, 270, 305, 352, 399, 400] у випадку можна розділити кілька груп за джерелами їх виникнення (рис.2.19).

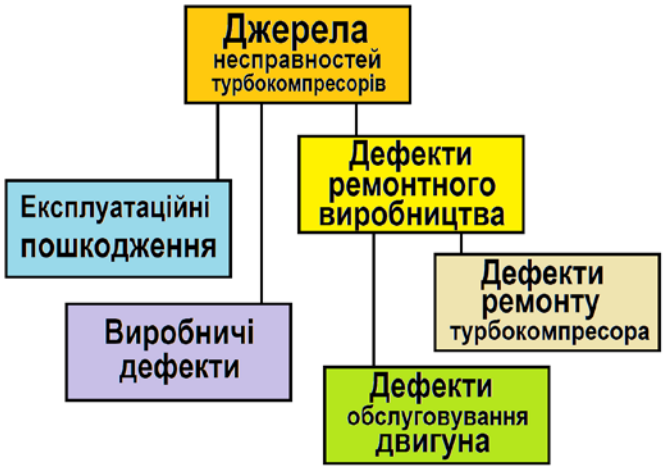



Рисунок 2.19 – Джерела несправностей турбокомпресорів [82]

Перша група – це виробничі несправності, які поділяються на 2 підгрупи – дефекти первинного виробництва (якість матеріалів, механічної обробки та складання, балансування та налаштування електронної системи керування) та дефекти вторинного виробництва (ремонту). Останні, своєю чергою, поділяються на дефекти відновлення/ремонту турбокомпресора (аналогічно первинному виробництву), заміни/установки (не усунуто причину виходу турбокомпресора з ладу – бруд в оливі, в повітроводах, інтеркулері, високий тиск у картері, пошкодження оливопроводів, використання герметиків та ін.) та обслуговування ДВЗ (неякісна олива, несвоєчасне обслуговування, залишений усередині інструмент, кріплення тощо).

Друга група – це експлуатаційні несправності, які найчастіше пов'язані із

самим ДВЗ. Вони найбільш численні та включають, в першу чергу, порушення подачі оливи (низький тиск) або його зливу (підвищений тиск у картері ДВЗ, коксування дренажних магістралей), брудна олива, у тому числі при порушенні рекомендацій щодо термінів его заміни, або невідповідна олива, що викликає нагароутворення або осад (особливо, при дуже низьких і дуже високих температурах), погану фільтрацію повітря, включаючи пошкодження повітряного фільтра і розгерметизацію впускних повітроводів.

Крім того, слід зазначити інші експлуатаційні несправності. Це ті, які викликані, у тому числі руйнуванням деталей ДВЗ, що мають вихід у циліндри або у випускні канали (клапани, сідла, поршні, поршневі кільця), несправності в системі керування агрегату або ДВЗ (блоки керування, роз'єми, кабелі) виникли внаслідок експлуатаційного пошкодження або старіння, включаючи заклинювання механізму керування (внаслідок нагароутворення або пошкодження, спричиненого різними причинами), а також несправності внаслідок нормального експлуатаційного зносу при тривалій експлуатації,

При складанні дерева відмов турбокомпресора важливо також визначити ознаки, якими можна судити про наявність несправності або стан відмови. Це у випадку 3 групи ознак [55, 189, 232]:

1) ознаки несправності, які бачить водій, а саме, втрата потужності двигуна, шум, дим, витрата оливи, мимовільний набір обертів (у дизелів), спрацьовування контрольної лампи несправності (наприклад, тиск наддуву в залежності від режиму роботи двигуна),

2) ознаки, що виявляються при обслуговуванні двигуна, наприклад, коди помилок у системі керування, зовнішні пошкодження, течі рідин,

3) ознаки, які видно на частково і повністю розібраному турбокомпресорі та двигуні, наприклад, різні пошкодження та сліди на деталях – компресор, турбіна, підшипниковий вузол, система керування, а також впускна, випускна системи та циліндр двигуна.

З протилежного боку дерева відмов стоять події, що породжують відмову (рис.2.11). Фактично це є причиною пошкодження турбокомпресора, якщо він

розглядається окремо від двигуна. Для практичних цілей їх також корисно розділити на групи, хоча такий поділ складно внаслідок взаємного впливу груп причин одна на одну (рис.2.20).

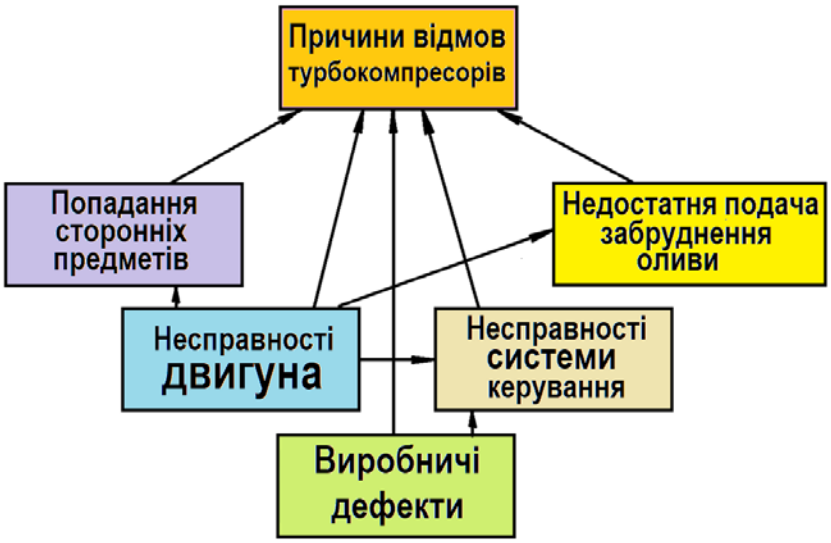



Рисунок 2.20 – Основні групи причин несправностей турбокомпресорів

Наприклад, несправності двигуна нерідко призводять до порушення подачі оливи, але можуть бути причиною і потрапляння сторонніх предметів у турбокомпресор. Водночас, перевищення частоти обертання ротора (так званий "перекрут") і перегрів турбіни можуть бути не тільки наслідком дії самого двигуна, а й виникнути внаслідок відмови системи керування, включаючи заклинювання механізму, що регулює. Однак, схема (рис.2.20) може бути корисною при аналізі несправності демонтованого турбокомпресора, досліджуваного окремо від двигуна.

Тепер для того, щоб зв'язати наявні групи ознак та причин в єдину логічну схему дерева відмов, необхідно докладно розглянути пошкодження та дефекти всіх раніше виділених вузлів турбокомпресора.

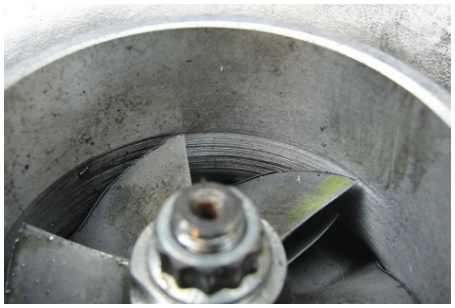
З цією метою, при використанні відомого досвіду дослідження причин відмов [74, 213, 305, 352, 399, 400], було виділено характерні види пошкоджень вузлів (блоків) турбокомпресора. На рис.2.21 та 2.22 показані найбільш характерні пошкодження компресора та турбіни, а на рис.2.23 та 2.24 – основні пошкодження підшипників та системи керування турбокомпресора.



1



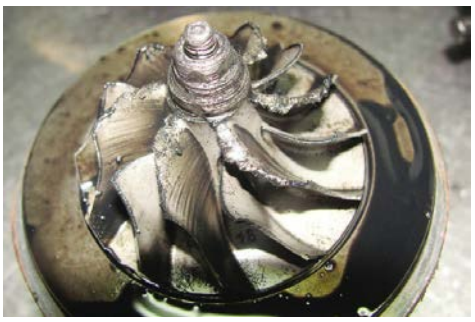
2



3



4



5



6

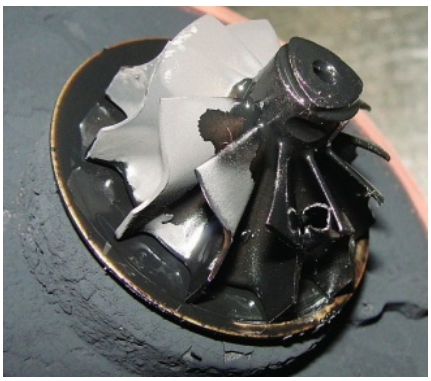


7



8

Рисунок 2.21 – Типові пошкодження компресора: 1 – олива в компресорі, 2 – знос, ерозія лопаток, 3, 4 – зачіплення лопаток за корпус (великий радіальний та/або осьовий люфт ротора), 5 – пошкодження (деформація) лопаток, 6 – обрив лопатки, 6 – перегрів лопаток, 7 – відвертання гайки ротора та пошкодження лопаток, 8 – руйнування колеса компресора



1



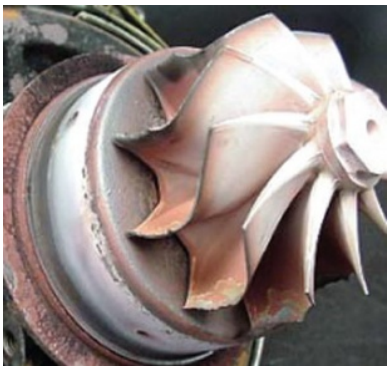
2



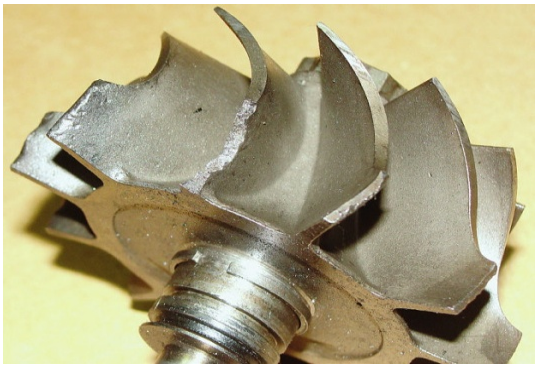
3



4



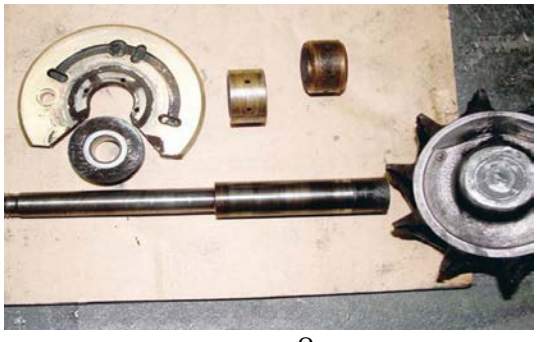
5



6



7



8

Рисунок 2.22 – Типові пошкодження турбіни: 1 – олива в турбіні, 2, 3 – торкання лопаток за корпус (великий радіальний та/або осьовий люфт ротора), 4 – пошкодження (деформація) лопаток, 5 – перегрів лопаток, 6 – пошкодження лопаток стороннім предметом, 7 – перегрів і обрив лопаток, 8 – руйнування валу з відділенням від колеса



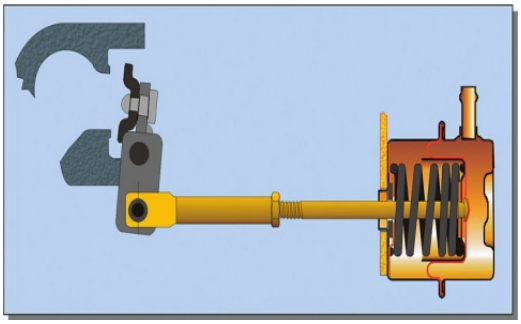

Рисунок 2.23 – Типові пошкодження (ознаки пошкодження) підшипникового вузла турбокомпресора: 1 – теча оливи в з'єднаннях, 2 – теча охолоджувальної рідини (тріщина в корпусі), 3 – знос вала ротора (великий радіальний люфт ротора), 4 – знос і пошкодження втулки підшипника, 5 – знос ущільнень ротора, 6 – нагар на колесі та в корпусі турбіни, 7 – нагар і відкладення в підшипниковому вузлі, 8 – перегрів валу ротора, 9 – перегрів і плавлення підшипників, 10 – знос упорного підшипника, 11 – перегрів і плавлення упорного підшипника, 12 – руйнування валу ротора



1



2



3



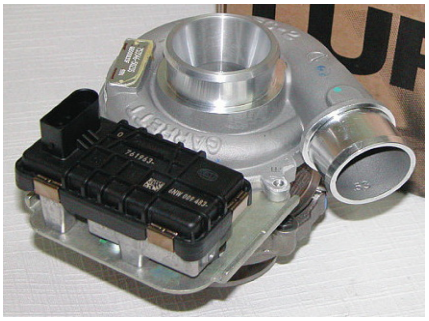
4



5



6



7



8

Рисунок 2.24 – Типові пошкодження (у тому числі ознаки пошкодження) системи керування турбокомпресора: 1 – пошкодження та заклинювання клапана Westgate, 2 – заклинювання механізму приводу клапана, 3 – негерметичність мембрани або вакуумних шлангів мембрани приводу, 4 – пошкодження приводу поворотних лопаток соплового апарату перегрів та заклинювання механізму приводу лопаток, 6 – пошкодження та перегрів лопаток соплового апарату, 7, 8 – відмова блоку керування турбокомпресора

Деталізація всіх пошкоджень послужила основою та дозволила безпосередньо перейти до завершального етапу дослідження – складанню дерева відмов. При цьому важливим є той факт, що логічний метод визначення причин відмов діє лише в межах та обмежений саме тими відмовами, які докладно описані та закладені у логіку графа.

## 2.6 Складання та вдосконалення дерева відмов турбокомпресора

Попри обмежену кількість вузлів турбокомпресора, кількість можливих пошкоджень виходить значною. Тому спочатку необхідно розглянути спрощений варіант – відмова турбокомпресора лише з однієї з можливих причин. Такою причиною обрано попадання стороннього предмета в компресор [74, 244].

Для цього пошкодження розглядається наступний послідовний ланцюг подій, які призводять до відмови:

1. Відмова системи – формулюється як непрацездатність турбокомпресора.

2. Відмова вузлів (складових частин) системи – означає відмову однієї зі складових частин (компресор, турбіна з валом, підшипниковий вузол з ущільненнями), в тому числі вал ротора – руйнування утоми, і пошкодження і/або руйнування ущільнювальних кілець (теча оливи через турбокомпресор).

3. Відмова елементів системи – викликається відмовою одного з елементів (колесо компресора з лопатками, колесо турбіни з лопатками та валом, втулки підшипників з ущільненнями). Відмова можлива у вигляді прямого пошкодження – деформації та/або руйнування лопаток колеса компресора (гайка валу та різьбовий хвостовик валу пошкоджені стороннім предметом, пошкодження корпусу компресора), та вторинного пошкодження, що включає перегрів та задири підшипників, порушення ущільнювальних властивостей кілець (олива в корпусі компресора, турбіни) та пошкодження турбіни (торкання колеса та корпусу, перегрів, підвищений шум).

4. Події, що породжують відмову – також поділяються на первинні, у

вигляді пошкодження лопаток колеса та корпусу компресора (видимих візуально), та вторинні, серед яких збільшення залишкового дисбалансу та люфтів ротора, зростання віброприскорення, торкання коліс корпусних деталей, зростання радіальних навантажень на опорні підшипники, а також пробою оливної плівки, робота підшипників у режимі напівсухого тертя.

5. Види впливів, яки є способи потрапляння стороннього предмета, формулюються наступним чином: предмет залишений у впускному каналі під час ремонту, потрапив через зруйнований повітряний фільтр, негерметичне сполучення або пошкоджений повітропровід.

При складанні дерева відмови даного виду прийнята умова, яка зазвичай використовується для даного методу аналізу [6, 281] – кожна подія та/або відмова за наявності кількох дійових факторів (входів), має логічний зв'язок тільки з однією подальшою подією (тобто, у кожного елемента дерева є лише один вихід).

Отримане таким способом дерево відмови (рис.2.25) виявляється надмірно громіздкою конструкцією [83], що, очевидно, визначається умовою одного виходу у кожного елемента дерева. Ця умова цілком відповідає завданням розрахунку ймовірності відмови, коли він ще не стався. Але воно є непотрібним і позбавленим сенсу у разі, якщо відмова вже відбулася, і потрібно вирішити обернене завдання – знайти, чому це сталося.

Громіздкість дерева відмов (рис.2.25), таким чином, обумовлена багаторазовим повторенням тих самих гілок для випадків, коли логіка елемента (події) пов'язує його з кількома наступними подіями. При цьому дерево відмов, за всієї його громіздкості, навіть не описує весь комплекс подій (червона стрілка у верхній частині графа вказує ланцюжок подій, які не увійшли до графа).

Тоді, якщо дозволити подіям кілька виходів одночасно, очікується, що розміри логічного графа значно скоротяться. І дійсно, модифіковане дерево відмов (рис.2.26), в якому допущено, що кожна поточна подія може мати логічний зв'язок відразу з кількома наступними процесами (подіями), виходить набагато компактнішою і навіть зрозумілішою.

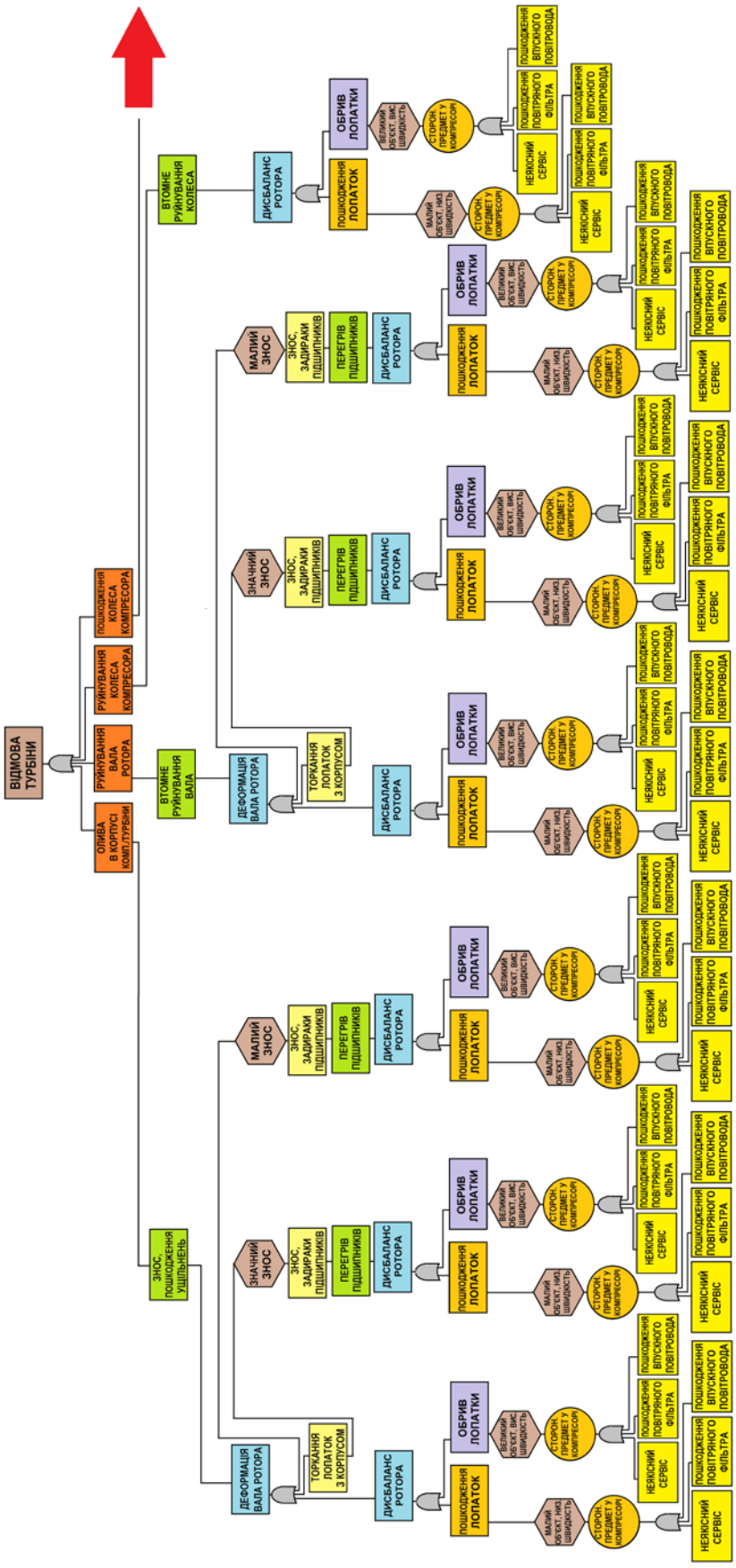
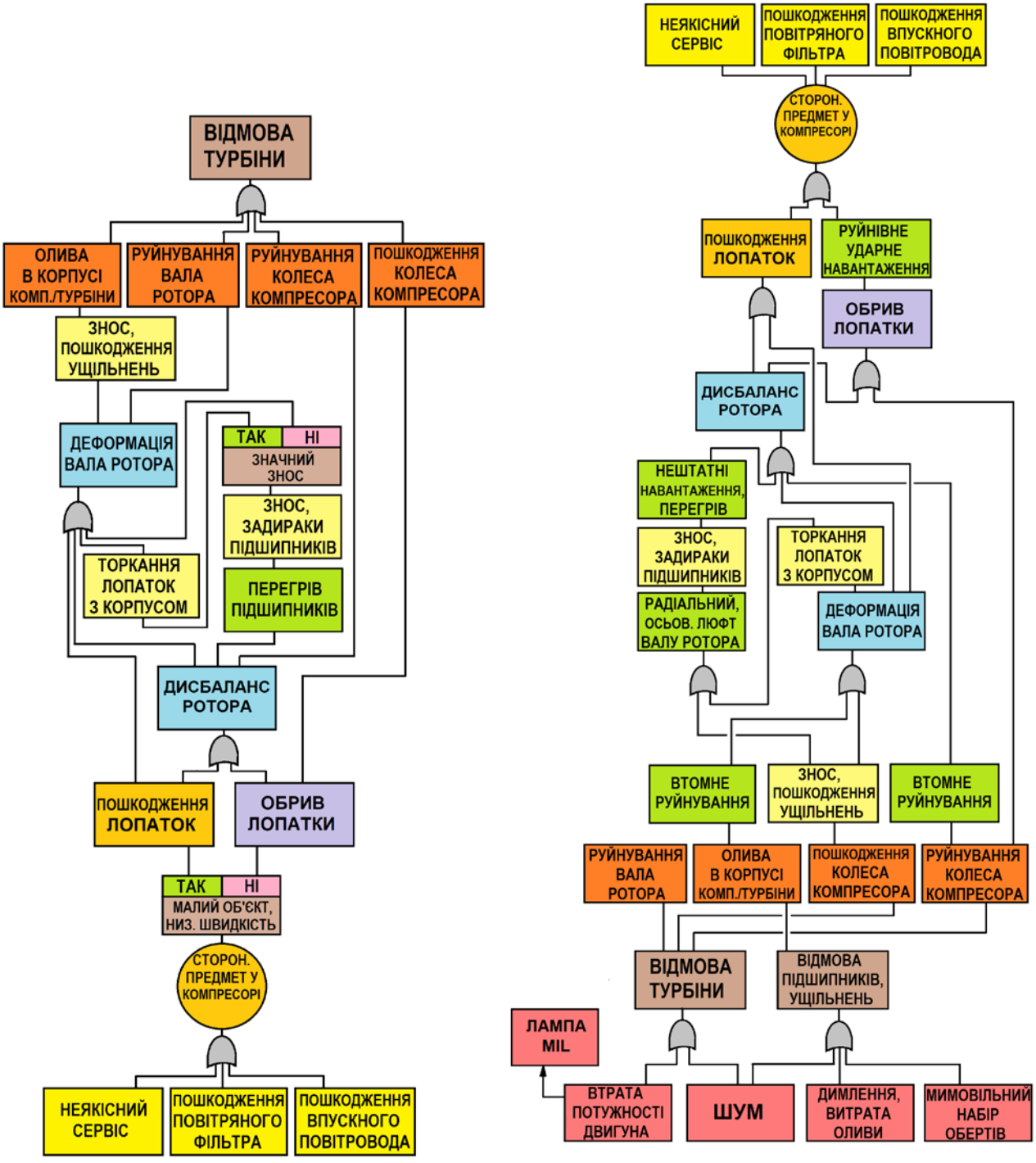



Рисунок 2.25 – Загальний вид дерева однієї відмови (потрапляння стороннього предмета до компресора) у разі використання умови одного виходу для кожного елемента дерева (зображення повернуто на $90^0$ проти годинникової стрілки)

Однак і цей результат, попри вже цілком просту логічну форму, ще не відповідає завданням визначення причини несправності. Так, у загальноприйнятому дереві відмов аналіз виконується знизу вгору – від базисних подій до відмови, тоді як завдання пошуку причини несправностей потрібно, очевидно, зворотний напрямок – від відмови до базисних подій.




а б

Рисунок 2.26 – Дерево однієї відмови при попаданні стороннього предмета в компресор [74]: а – модифіковане; б – перевернуте (реверсоване)

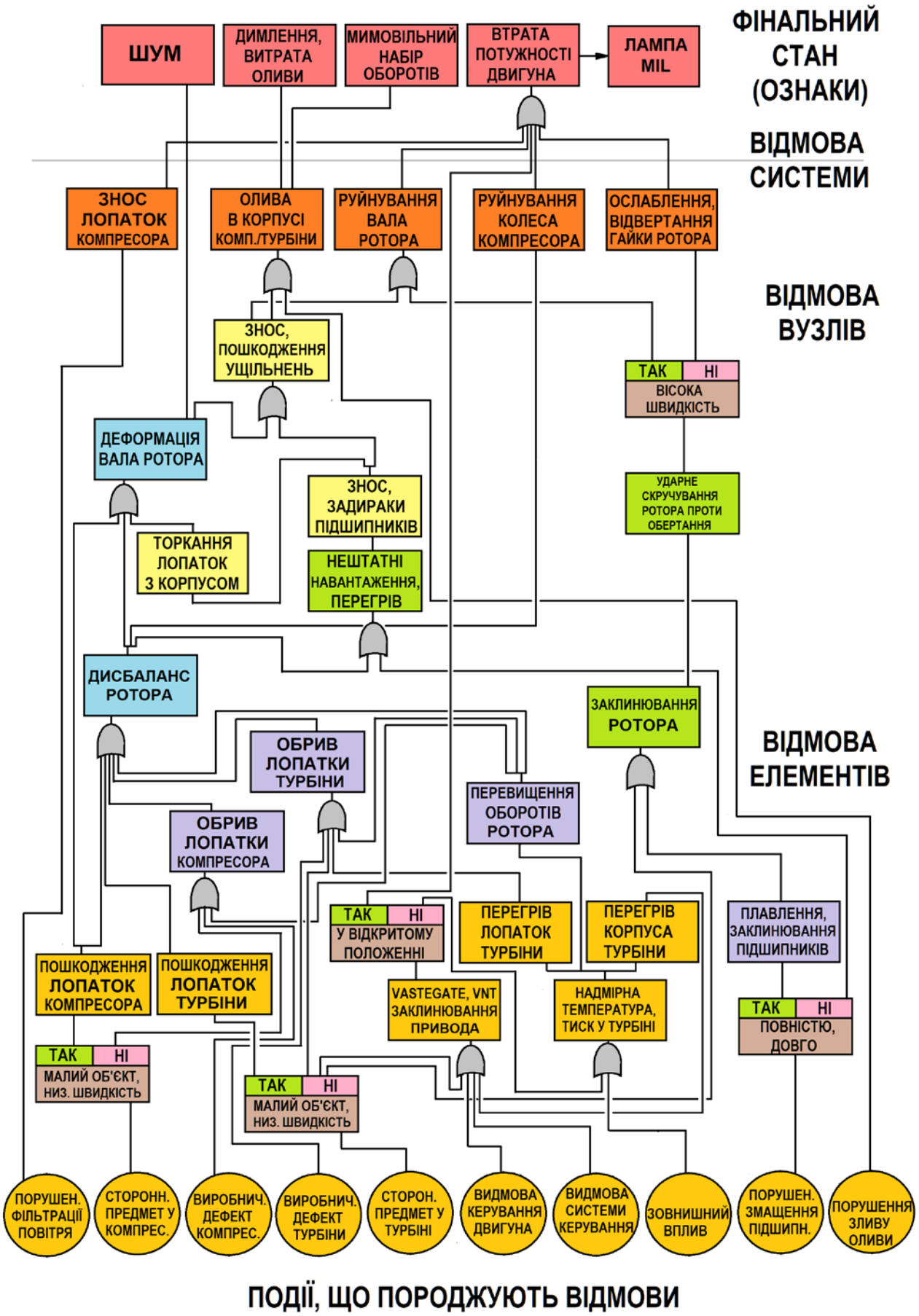



Рисунок 2.27 – Модифіковане дерево відмов турбокомпресора

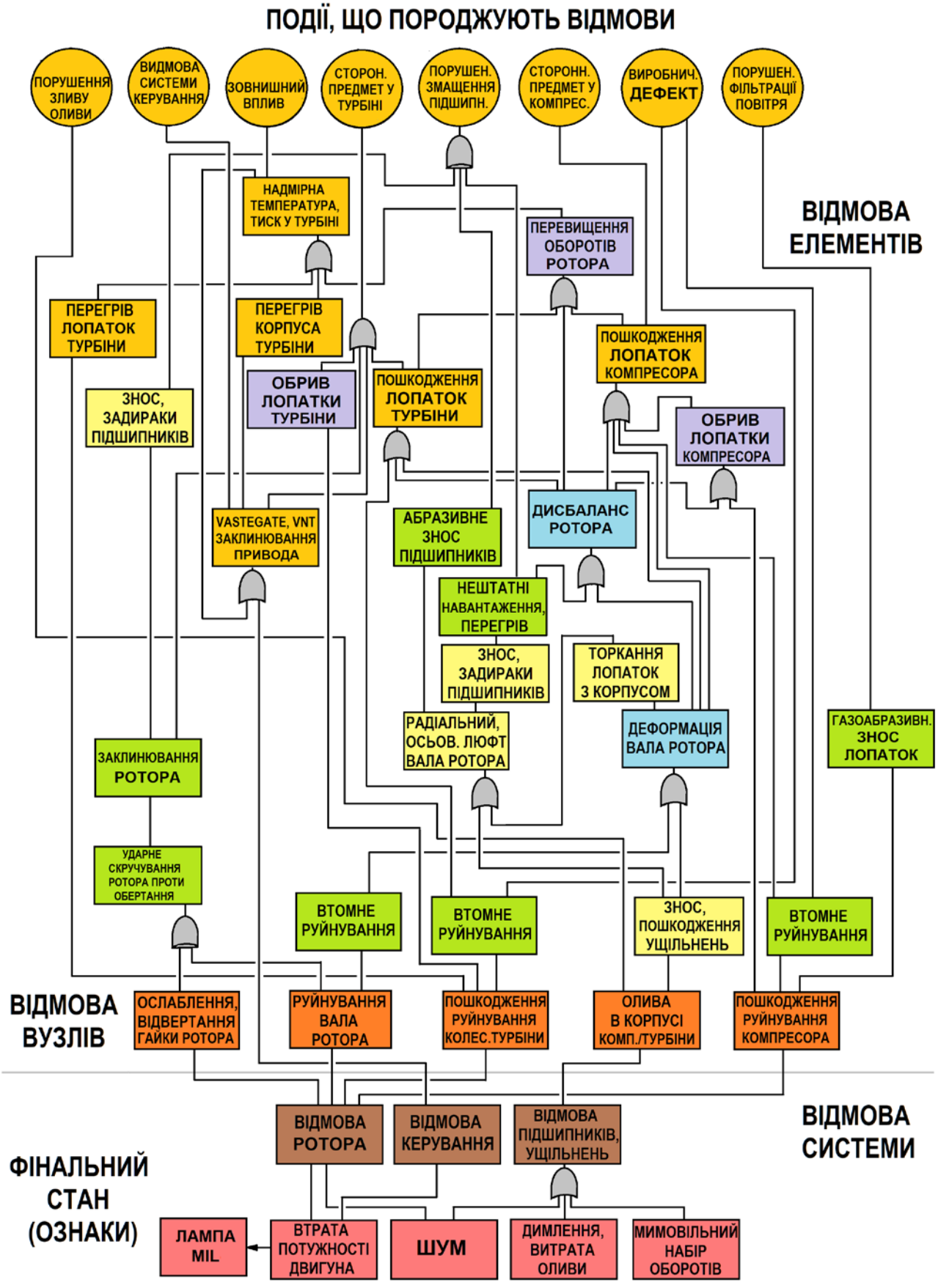



Рисунок 2.28 – Модифіковане перевернуте дерево відмов турбокомпресора

Щоб зберегти напрямок аналізу (знизу вгору), модифіковане дерево відмови було перетворено (реверсовано) на перевернуте (рис.2.26,б).

У цьому були використані такі загальні принципи побудови дерева відмови:

1. Кожна подія може мати логічний зв'язок з кількома попередніми, а також з кількома наступними подіями.

2. Логічний аналіз йде не від базисних подій до відмови, а навпаки – від відмови до базисних подій, відповідно до напряму пошуку причини несправності.

3. Відмова може бути розділена за ознаками її прояву, видимою в експлуатації транспортного засобу.

4. До кожної події може бути доданий процес, який його викликає, що полегшує логічний аналіз.

Ці принципи можна покласти в основу при складанні загального дерева відмов турбокомпресора – спочатку як модифікованого дерева відмов (рис.2.27), а вже потім в остаточному вигляді як перевернутого або реверсованого (рис.2.28).

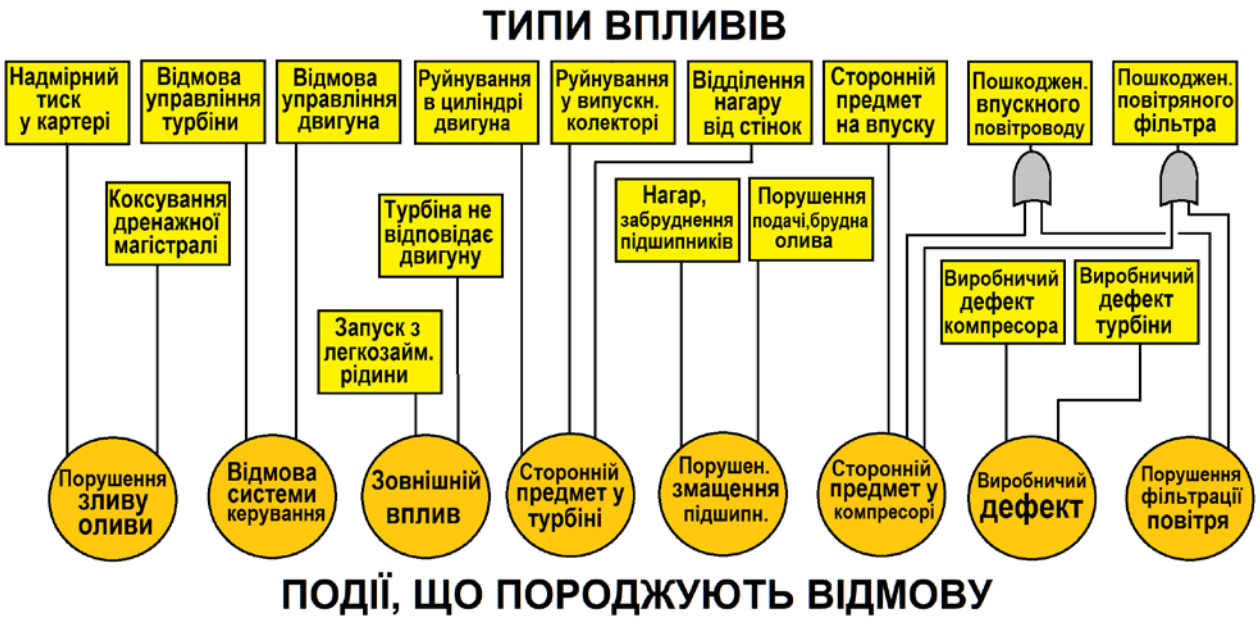



Рисунок 2.29 – Зв'язок дії та подій, що викликають пошкодження та відмову

Отже, виходить логічно структурований граф, у якому чітко виділено як проміжні стану вузлів і елементів, а й докладно прописані ознаки, якими водій зазвичай встановлює факт несправності чи відмови. При цьому базисні події, що викликають відмови, та пов'язані з ними види впливів окремо представлені на рис.2.29. Вони є доповненням до графа (рис.2.28) і дають змогу уточнювати причини відмов.

Добре видно, що отриманий граф структурою сильно відрізняється від аналогічного, якщо його побудувати для двигуна в цілому (рис.2.16). Це пояснюється важливою відмінністю турбокомпресора від ДВЗ у плані взаємозв'язку складових елементів. Так, внаслідок високої швидкості обертання ротора відмови турбокомпресора, як правило, мають загальний характер, з поширенням пошкоджень на багато елементів. Водночас, у багатоциліндровому ДВЗ більшість пошкоджень, включаючи значні, набагато локальніші і рідко виходять за межі одного циліндра.

## Висновки за розділом

1. Попри успіхи в розробці та застосуванні діагностичних методів, їх використання для пошуку причин цілого ряду відмов двигунів автомобілів фактично неефективне. Відомі логіко-імовірнісні моделі, у тому числі метод аналізу дерева відмов, які застосовуються для оцінки характеристик надійності та ризиків відмов технічних систем, у традиційній постановці не відповідають і не застосовні до завдань пошуку причин несправностей.

2. Визначення причин відмов ДВЗ, особливо, при значних пошкодженнях, які викликані зіткненням при порушенні синхронізації деталей, що обертально і поступально рухаються, може бути виконано за допомогою кластеризації ознак несправності шляхом поділу їх на головні, підтверджувальних і уточнювальних, при зведенні їх в таблицю несправності.

3. Вибіркові перевірки побудованої таблиці несправності за базою даних виконаних досліджень несправних двигунів показали, що з її допомогою можна

виключити грубі помилки при розслідуванні причин несправності. Однак, попри те, що таблиця має фактично ті ж функції та властивості, що і відомі таблиці несправностей, така форма не є зручною для практичного застосування.

4. Встановлено, що визначення причин відмов ДВЗ та агрегатів можливе за допомогою вдосконаленого логіко-імовірнісного методу, побудованого на основі аналізу дерева відмов. Воно має бути спеціальним чином модифіковано та реверсовано для того, щоб дозволити виконувати логічний аналіз у зворотному до загальноприйнятого напрямку – від події відмови всієї системи до базисних подій, що ініціює відмову в окремих її елементах.

5. Теоретично обґрунтовано логіко-імовірнісний метод оцінки причин пошкоджень та розвитку несправностей автомобільних двигунів при порушенні умов експлуатації, якій поєднує розроблений набір адаптівних моделей. Ймовірность правильності оцінки традиційними методами становить 0,54 для вибірки із 50 експериментальних досліджень. Вибірка враховувала склад фахівців-експертів із їхньої кваліфікації – 32% за відсутності досвіду роботи, 57% середньої кваліфікації та 11% високої кваліфікації. При визначенні цих причин несправності з використанням удосконаленого в роботі логіко-імовірнісного методу ймовірність правильної оцінки зростає до 0,84 тобто на 30% і не залежить від рівня кваліфікації фахівця та його суб'єктивної оцінки.

Результати наукових досліджень за даним розділом дисертації опубліковані в роботах [74, 79, 87, 96-97, 102, 106, 111, 239, 242, 244, 246, 256, 264].

# РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА МЕТОДІВ ОЦІНКИ ПРИЧИН ПОШКОДЖЕНЬ ТА РОЗВИТКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ МЕХАНІЗМІВ ДВИГУНА ПРИ ВІДМОВІ ЙОГО СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ І ЗМАЩЕННЯ

## 3.1. Загальна концепція методу моделювання пошкоджень деталей

У процесі експлуатації автомобілів виникає велика кількість несправностей, які зумовлені порушенням умов експлуатації. Основним завданням досліджень технічного стану двигунів, у тому числі у рамках автотехнічної експертизи є пошук і визначення причини несправності. Однак при визначенні причин несправностей двигунів набув поширення "описовий" підхід у дослідженнях, коли замість проведення розрахунків дається опис досліджуваного процесу [99, 100, 246]. Зазвичай такий опис береться з доступних джерел, найчастіше, з підручників, причому трактування положень теорії може бути досить вільним, щоб допускати неперевірені пояснення для підтвердження потрібних висновків.

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 у разі порушення умов експлуатації. Водночас, спроби застосувати відомі методи та розрахункові моделі для розрахунків нештатних режимів при порушенні умов експлуатації рідко допомагають, оскільки розроблені з умов аналізу робочих режимів двигуна і не поширюються на випадки значного відхилення від них.

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

експерта застосування розрахункових методів і моделей для обґрунтування тих чи інших гіпотез, що висуваються ним, 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 досліджень причин несправностей. Іншими словами, розроблені моделі мають бути досить простими, доступними та не вимагати значних ресурсів для їх реалізації під час проведення досліджень технічного стану двигунів в експлуатації.

Це може бути досягнуто, зокрема, теоретичним дослідженням певних, що часто трапляються на практиці несправностей з метою розробки методів та розрахункових моделей для теоретичного обґрунтування різних пошкоджень, які можуть одержати 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-вимірного для течій робочих газів та рідин та напружено-деформованого стану деталей. З цієї причини при розробці моделей навмисно використовувалися найпростіші версії програм, а процеси пошкодження деталей при роботі в нештатних умовах розглядалися з рядом припущень, що спрощують. Такий підхід не передбачав створення повних 3-мірних моделей ДВЗ, моделювання динамічних процесів та ін., що потребують значних програмних ресурсів та високої кваліфікації користувачів [45, 57, 124, 157, 383]. Це зроблено для того, щоб розроблені методи могли знайти подальше застосування в практиці пошуку причин та інших видів несправностей двигунів, спричинених порушенням умов експлуатації.

## 3.2 Моделювання процесу охолодження двигуна в аварійному режимі з низьким рівнем охолоджувальної рідини

При несправностях, які пов'язані з негерметичністю системи та зовнішнім

витоком охолоджувальної рідини (ОР), у системі охолодження зазвичай падає тиск [160, 260, 405]. Це викликає небезпечне для двигуна локальне кипіння рідини 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 рідини в системі [87] суттєво відрізняється від "звичайного" перегріву за наявності ОР [234, 300, 308, 313, 321, 350]. Однією з основних відмінностей є залежність температурного стану деталей від часу роботи в умовах нестаціонарного нагрівання від гарячих газів при порушеному охолодженні.

Для аналізу роботи системи охолодження з низьким рівнем ВР необхідно врахувати, що значна втрата рідини призводить до сильного зниження рівня у всій системі охолодження. Це відбувається за законом сполучених судин (рис.3.1), де двигун і радіатор можуть бути представлені, як 2 судини, з'єднані нижнім патрубком системи [81, 103, 260].

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 головки циліндрів на радіатор та обігрівач салону. Тому першою зовнішньою ознакою падіння рівня ОР стало б вимкнення обігрівача [81, 103], що добре помітно в холодну пору року.

Для даного режиму важливо відзначити - якщо в системі охолодження є байпасний канал між головкою і блоком циліндрів, то циркуляція рідини в цьому каналі продовжиться, оскільки цей канал розташований нижче за вихідні патрубки головки (рис.3.1). Це означає, що при низькому рівні ОР у системі на режимах з невеликою подачею насоса (на малих та середніх частотах обертання) основна частина рідини циркулюватиме по малому колу циркуляції. Навпаки, при тій же кількості ОР надходження її у верхню частину системи буде можливим лише при великій подачі насоса, яка реалізується на високих частотах.

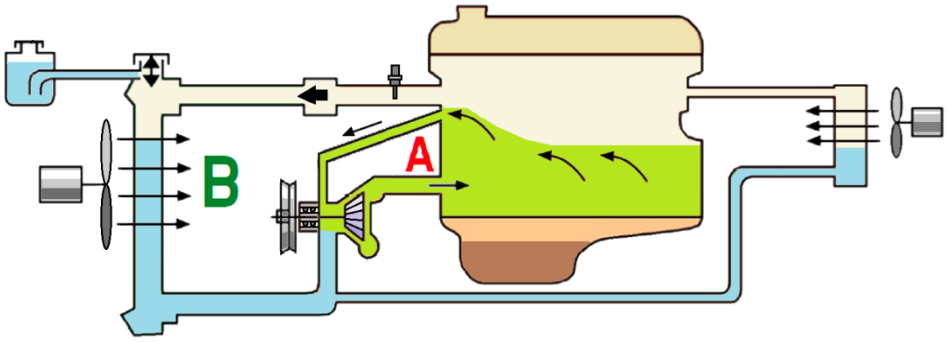



Рисунок 3.1 – Схема роботи системи охолодження при втраті охолоджувальної рідини з продовженням циркуляції по малому колу

У такому стані системи і 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 відрізнятися, але виходячи з практики [103] зазвичай втрата 2-3 л (або 30-40% від загальної кількості) вже буде критичною втратою для системи – за умови роботи двигуна на малих та середніх частотах обертання.

Характерно, що при порушенні подачі або відсутності ОР у вихідному патрубку ГБЦ чутлива частина датчика температури, якщо він розташований на стінці вихідного патрубка, фактично буде оголена. Тобто може виникнути суттєвий розрив між дійсною температурою рідини та той, яку реєструє датчик.

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 нестаціонарного теплообміну для зазначених елементів за умови порушення їх охолодження.

Представимо якийсь елемент конструкції двигуна, який нагрівається з одного боку та охолоджується з іншого (рис.3.2). При роботі двигуна встановлюється теплова рівновага, коли кількість тепла, яке робоче тіло (газ) віддає в стінку елемента, дорівнює кількості тепла, яке елемент віддає в охолоджувальну рідину. В цьому випадку температура елемента буде незмінною за часом.

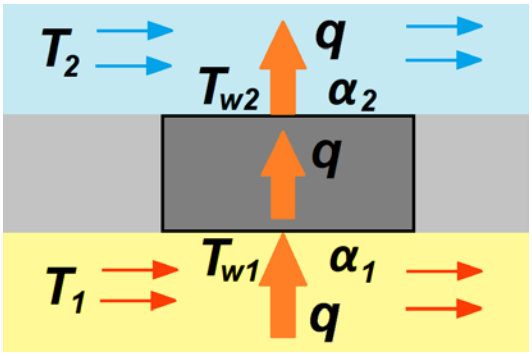



Рисунок 3.2 – Розрахункова схема охолоджуваного елемента двигуна

У 1-му наближенні можна знехтувати теплопровідністю поперек напряму 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 (1.17). Питомий тепловий потік від газу рідина через стінку з урахуванням теплопровідності стінки може бути записаний у загальному вигляді відповідно до рівняння (1.18).

Тепер припустимо, що на робочому режимі охолодження стінки раптово зникло в результаті порушення подачі ОР (відведенням тепла з парою в 1-му наближенні нехтуємо). Така умова рівносильна різкому зменшенню коефіцієнта тепловіддачі на охолоджуваній стороні елемента, наприклад, в результаті стрибкоподібного зникнення охолоджувальної рідини. При цьому рівновага між підведенням та відведенням теплоти порушується, тому рівняння (1.18), 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 [235, 412] за умови відсутності його охолодження (1.21).

Рівняння (1.21) 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).

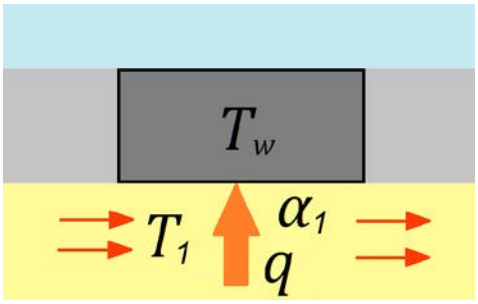



Рисунок 3.3 – Розрахункова схема елемента двигуна у разі порушення охолодження

Тоді з рівнянь (1.18) та (1.21) за умови порушення охолодження елемента отримаємо диференціальне рівняння 1-го порядку для температури елемента:

$$\frac{dT_w}{d\tau} = \frac{\alpha_1 F}{C_w M}\left(T_1 - T_w\right). \tag{3.1}$$

Рівняння (3.1) є математичною моделлю, яка приблизно описує процес нестаціонарного 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, тепломісткості та коефіцієнт тепловіддачі різні, отже, можна очікувати та різних швидкостей зміни температури за часом з моменту зміни умов охолодження елемента.

Рішення рівняння (3.1), з урахуванням залежності коефіцієнта тепловіддачі від температури, а також наближеного характеру обчислень, найпростіше виконати чисельно. І тому цілком підходить метод Ейлера [51], який реалізується з допомогою ітерацій виду (1.44). Тоді з урахуванням (3.1) для швидкості зміни температури елемента отримаємо вираження:

$$T_w = T_w + \frac{\alpha_1 F}{C_w M}\left(T_1 - T_w\right)\Delta\tau. \tag{3.2}$$

З рівняння (3.1) випливає, що з часом температура елемента конструкції, що розглядається, буде прагнути до температури середовища, 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 $T$ і $T_w$, 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 ($127^0$С) в потік продуктів згоряння з температурою 1600К ($1327^0$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 ($10^3$ Вт/м$^2$К), можна розрахувати криву розігріву такого елемента за відсутності охолодження (рис.3.4).

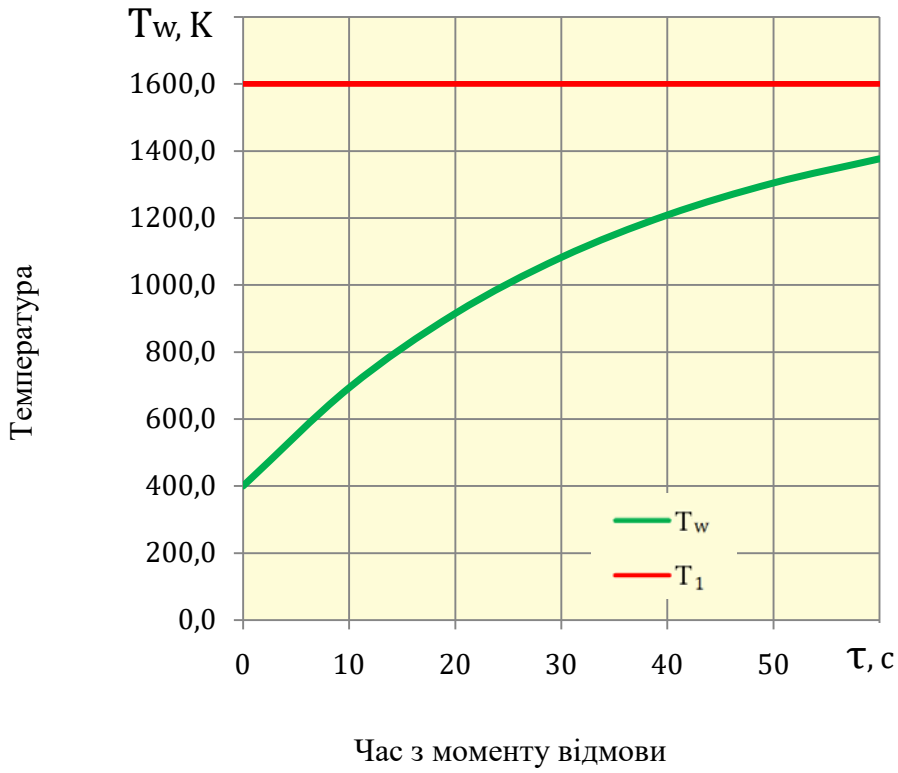



Рисунок 3.4 – Приклад зміни температури $T_w$ алюмінієвого елемента конструкції при контакті з продуктами згоряння з температурою $T_1$ =1600К після порушення охолодження

З рис.3.4 добре видно, що за 60 секунд елемент розігрівається до значної температури, проте робочий діапазон температур для алюмінієвих деталей зазвичай не перевищує 700К ($423^0$С). Тоді температура 800К (позначена лінією на рис.3.4) означатиме втрату властивостей міцності деталі. 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.

## 3.3 Метод розрахунку підвищення температури елементів двигуна у разі порушення його охолодження

### 3.3.1 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 [22, 157, 188].

Оскільки чутлива частина датчика є циліндром, який зазвичай встановлюється поперек потоку охолоджувальної рідини (рис.3.5), теплообмін циліндра з потоком досить надійно описується емпіричною формулою (1.19). При цьому за характерний розмір прийнятий діаметр чутливої частини датчика $d$ коефіцієнт теплопровідності середовища для охолоджувальної рідини $\lambda$ = 0,47 Вт/м·К [81, 103], для пари $\lambda$ = 0,022 Вт/м·К, коефіцієнт кінематичної в'язкості для охолоджувальної рідини $\nu = 0{,}240 \cdot 10^{-6}$ м$^2$/с, для пари $\nu = 12 \cdot 10^{-6}$ м$^2$/с), а число Прандтля для рідини $Pr$ = 2, для пари $Pr$ = 0,72.

Емпіричні коефіцієнти $C$ і $m$ залежать від типу робочого середовища та режиму течії [184, 215, 247, 293]. Для турбулентного режиму перебігу рідини з

$Re$ = 4000-40000 $C$ = 0,193, $m$ = 0,618. Для пари при $Re$ = 40-4000 и $C$ = 0,683, $m$ = 0,466.

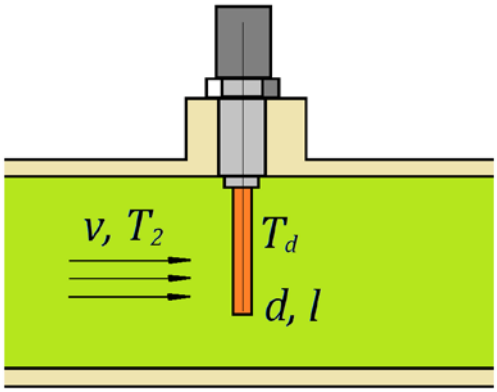



Рисунок 3.5 – Схема установки датчика температури охолоджувальної рідини на стінці трубопроводу системи охолодження

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 рівняння (1.19), отримаємо значення коефіцієнта тепловіддачі для випадку обтікання датчика рідиною і парою: для рідини $\alpha_f$ = 1,45·10$^4$ Вт/м$^2$К, для пари $\alpha_v$ = 40,7 Вт/м$^2$К. Отримана різниця (приблизно в 350 разів) показує, що зроблене вище припущення про зневагу охолодженням 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 10х10х10 мм (наприклад, який розташований між сідлами випускних клапанів), температура газів постійна і дорівнює середній температурі в камері згоряння $T_1$ = 1000К

($637^0$C), а температура охолоджувальної рідини постійна і дорівнює $T_2$ = 363К ($90^0$C). Середню температуру газів за цикл (2 оберти колінчастого валу) неважко розрахувати зміни температури в циліндрі за цикл.

Коефіцієнт тепловіддачі від газу стінку камери згоряння, що входить у рівняння (1.18), може бути розрахований за багатьма формулами [10], але за певних умов можлива помітна різниця результатів, які дають такі формули [45, 52, 403]. Це формули Г.Вошні, В.Аннанда, Г.Ейхельберга, Г.Хохенберга, Х.Цапфа та інші [4, 52, 115, 225, 230, 273, 365, 405]. 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 нестаціонарному режимі, в 1-му наближенні вибрано відому формулу Ейхельберга (1.25). Це найпростіша за структурою і найбільш зручна формула для застосування в даній задачі.

Для розрахунків прийнято такі дані: частота обертання колінчастого валу на середніх режимах $n$ = 3000 об/хв, середньоефективний тиск для середніх режимів $p_1$ = 0,4 МПа, хід поршня орієнтовно $S$ = 0,09 м. Після підставляння цих даних у формулу (1.25 ) приблизно $\alpha_1 = 1{,}25 \cdot 10^3$ Вт/м$^2$·К.

Відповідно до [10] коефіцієнт тепловіддачі для охолоджувальної рідини в системі охолодження ДВЗ може бути приблизно прийнятий рівним $\alpha_2 = 10^4$ Вт/м$^2$·К. Підставляючи зазначені значення в формулу (1.18), отримаємо наближене значення питомого теплового потоку $q = 1{,}08 \cdot 10^6$ Вт/м$^2$. Тоді початкові значення температури стінки з боку газу та охолоджувальної рідини для постійного режиму роботи двигуна будуть рівні:

$$T_{w1\,\text{г}} = T_1 - q/\alpha = 536 \text{ К}, \; T_{w2\,\text{в}} = T_2 + q/\alpha = 481 \text{ К}.$$

Крім цього, для розрахунків знадобляться вхідні в рівняння (3.2) величини – питома тепломісткість 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$^2$.

Очевидно, цих даних достатньо наближеного розрахунку нагріву стінки камери згоряння після порушення охолодження. Відповідно до рівняння (3.2), 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 $577^0$C [50]).

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 [103, 260].

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 [103, 188, 226, 293], підвищення температури поршня викликає його розширення в циліндрі. У більшості сучасних автомобільних двигунів циліндр утворений тонкою чавунною гільзою, залитою в алюмінієву стінку [226, 360, 414]. Зазор між поршнем і циліндром у зоні вогневого пояса поршня при нормальній температурі $T_0 = 20^0$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 за формулою (1.66), 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 (1.66) можна розрахувати діаметр циліндра $D_c$ за температури $T_w$, якщо прийняти початковий діаметр циліндра $D_{0c}$ за температури $T_0$.

Якщо діаметр вогневого пояса поршня стане рівним діаметру циліндра, виникне прихват і задираки. Тоді умову рівності діаметрів циліндра та поршня можна записати за формулою (1.66):

$$D_0 + \alpha_a D_0 (T_w - T_0) = D_{0c} + \alpha_c D_{0c} (T_w - T_0), \quad (3.3)$$

звідки легко знайти температуру, за якої виконується ця умова:

$$T_w = T_0 + \frac{\delta_0}{D_{0a}\alpha - {}_0 D_c \alpha_c}. \quad (3.4)$$

Після підставлення у вираження (3.4) діаметра верхньої частини поршня $D_0$ = 0,09 м, початкового зазору $\delta_0 = D_{0c} - D_0$ = 0,5 мм і початкової температури $T_0$ =293К, отримаємо максимальну температуру днища поршня в циліндрі, при якій починаються задираки $T_w$ = 848К ($t_w$ = 575$^0$С). 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$^0$С, тому в 1-му наближенні критичний нагрів поршня слід вибрати вище цього значення на 180-200$^0$С.

Для розрахунку нестаціонарного нагріву поршня в циліндрі після порушення охолодження циліндра можна застосувати рівняння (3.2). 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$^2$. Коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_c$ розраховується аналогічно до того, як це зроблено вище для камери згоряння.

### 3.3.2. Модель розрахунку нестаціонарного нагрівання елементів двигуна після порушення охолодження

Якщо коефіцієнти тепловіддачі відомі, можна розрахувати зміну температури всіх зазначених елементів.

Рівняння (3.2) 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 (3.2) 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$^2$), $C_w$ – тепломісткість 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 $90^0$С до $120^0$С, тобто на $30^0$, що означає, що у двигуні почався перегрів. Тоді при підставлення всіх значень рівняння (3.2) отримаємо, що датчик при знаходженні в рідині відстежуватиме її температуру із затримкою не більше 1-2 секунд (підвищення температури датчика в рідині на $30^0$ приблизно через 1 сек). Водночас затримка у показаннях датчика температури для пари буде надзвичайно великою – швидкість наростання температури датчика становитиме приблизно $0{,}3^0$С за 1 секунду або лише $18^0$С за хвилину (рис.3.7).

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 [103, 250, 260].

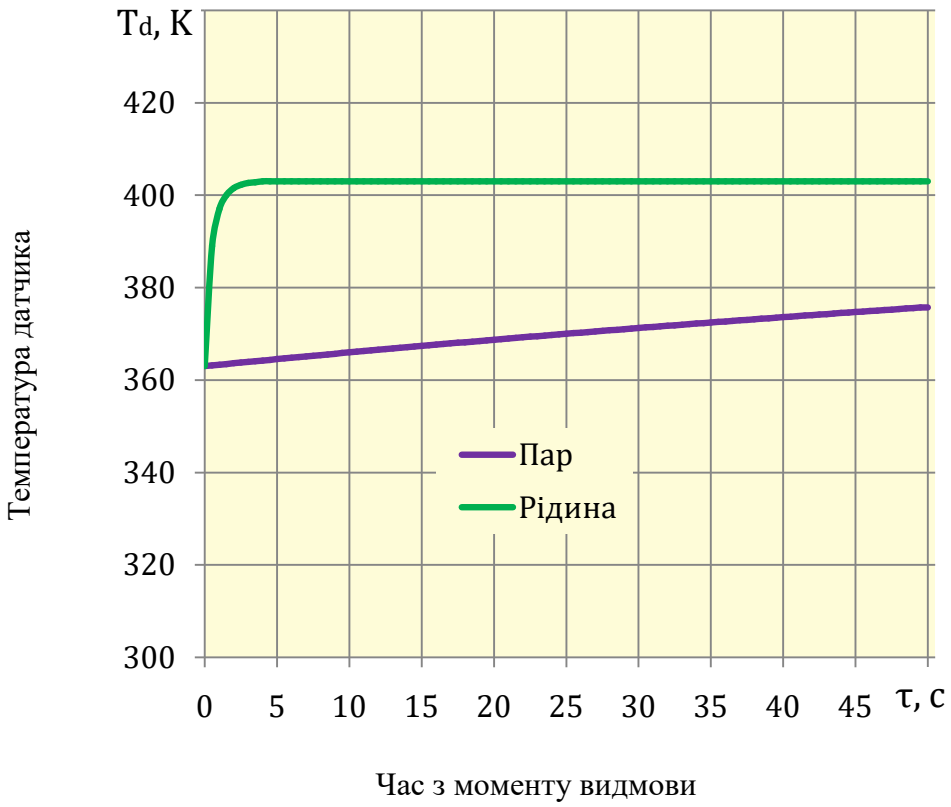



Рисунок 3.7 – Зміна температури чутливого елемента датчика температури за часом з моменту порушення охолодження за умови стрибкоподібного підвищення температури з $90^0$C до $130^0$C (з 363К до 403К)

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. Результати розрахунку для середньої температури газів 1000К представлені на рис.3.8 де можна бачити розраховані температури елемента головки циліндра і поршня. Верхньою межею допустимої температури деталей, за якої починається їх пошкодження, умовно прийнято значення 800К ($527^0$C).

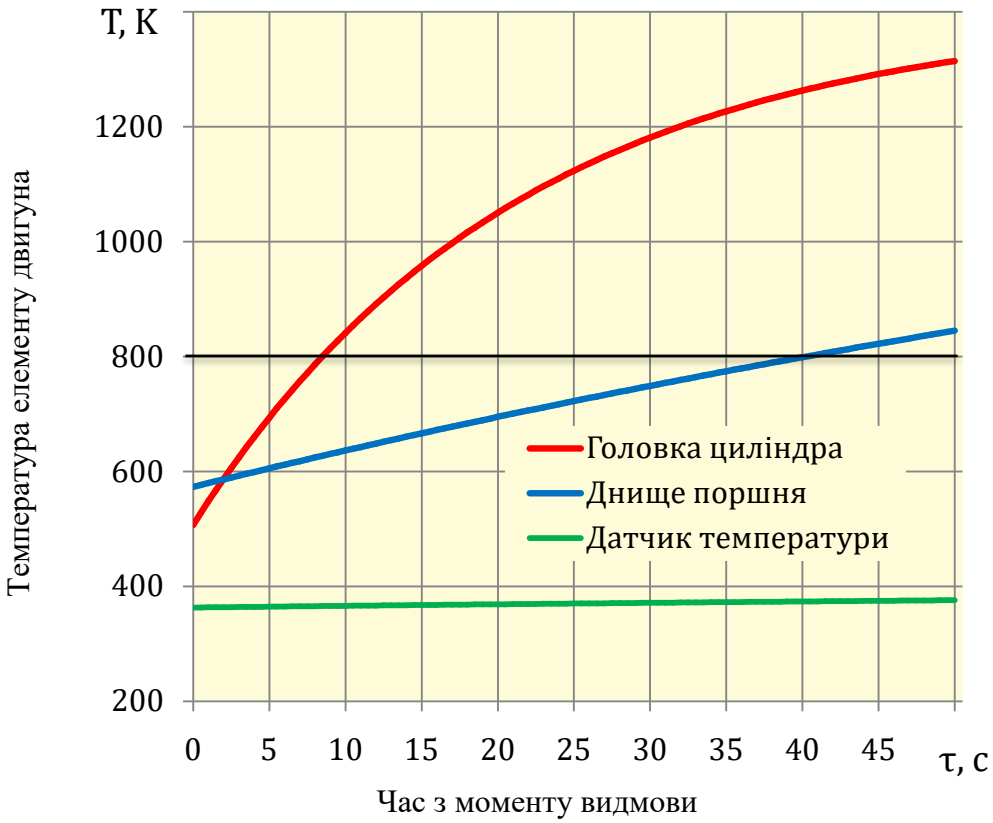



Рисунок 3.8 – Зміна температури головки циліндра та поршня за часом з моменту порушення охолодження за умови миттєвої втрати охолоджувальної рідини

Як це випливає з результатів розрахунку, у разі раптового та повного порушення охолодження стінка камери отримає термічні пошкодження приблизно через 20 секунд роботи двигуна. Оскільки при розрахунку не були враховані всі фактори, що впливають (теплопровідність вздовж стінки, відведення тепла від стінки в пару та ін.), можливо, що реальний час процесу буде дещо більшим, але в будь-якому випадку час до пошкодження стінки ГБЦ при відсутності її охолодження обчислюватиметься секундами. У цьому випадку під словом "пошкодження" слід розуміти будь-яке термічне пошкодження стінки. Наприклад, це може бути не тільки наскрізні пробоїни, а й ерозія поверхні або ослаблення посадки сідел клапанів, а також загальне термічне пошкодження головки циліндра у вигляді значної деформації площини.

Згідно з результатами розрахунку (рис.3.8), водій побачить підвищення

температури на покажчику до $100^0$С (373К) тільки через удвічі більший час, тобто через 40 с, коли головка циліндрів буде вже пошкоджена, а двигун фактично вийде з ладу.

На рис.3.8 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.

## 3.4 Оцінка впливу відцентрових сил на змащення шатунних підшипників колінвала

У деяких практичних випадках при порушеннях подачі оливи ушкоджується лише одна група підшипників колінчастого валу (наприклад, тільки шатунні підшипники або тільки корінні), а не всі одразу [103, 183, 262]. 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 [76, 103, 204, 206, 226, 271], 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.

Аналіз конструкцій автомобільних ДВЗ, які випускалися наприкінці 20-го та на початку 21-го століть, показує [76, 103], що отвори в колінчастому валу для подачі оливи до шатунних підшипників частіше виконуються у 2-х варіантах:

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.

Водночас технологічно складніша конструкція зі свердлінням похилого мастильного каналу від щоки колінвала у шатунної шийки через поперечні отвори в шатунних і корінних шийках була поширена у двигунах минулих років випуску і в сучасних ДВЗ застосовується рідко.

Оскільки зменшення собівартості виробництва реалізується, зокрема, і шляхом скорочення числа виробничих операцій, найбільшого поширення поступово набула схема з одним мастильним отвором. 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 змащення 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 різниться як спосіб подачі оливи, але й, судячи з наявним даним [75, 293], 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.

Розглянемо спочатку спрощену схему організації подачі оливи від корінної шийки до шатунної (рис.3.9), 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 (1.3) відповідно до відцентрової сили (1.4), яка діє на масу стовпа оливи (1.5) густиною $\rho$= 900 кг/м$^3$.

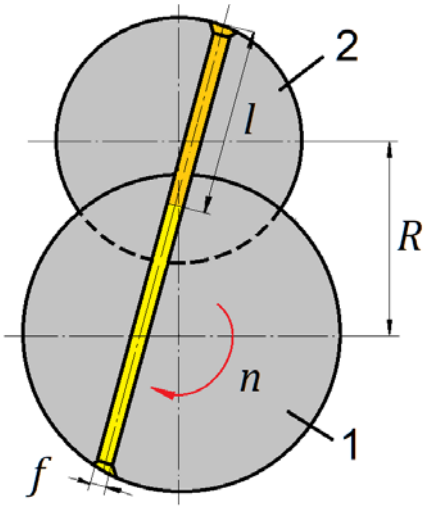



Рисунок 3.9 – Спрощена розрахункова схема подачі оливи в колінвалі:
1 – корінна шийка; 2 – шатунна шийка

Тоді із загальновідомих виразів (1.3)-(1.5) можна отримати формулу для розрахунку тиску оливи від відцентрових сил:

$$P_{oc} = \rho\, l\, R\, n^2 \left(\pi^2 / 900\right). \qquad (3.5)$$

Як це випливає зі схеми вузла, радіус кривошипу і довжина стовпа оливи в отворі – величини приблизно рівні, тому для простоти прирівняємо один одному. Тоді формула для розрахунку тиску оливи в шатунних підшипниках від відцентрових сил набуде наступного простого остаточного вигляду:

$$P_{oc} = \rho\, R^2 n^2 \left(\pi^2 / 900\right). \qquad (3.6)$$

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 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 (3.6) не враховує ряд важливих для 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.

## 3.5. Метод розрахунку тиску подачі оливи до шатунних підшипників після відмови системи змащення

Для більш точної оцінки всіх факторів, що впливають на подачу оливи до шатунних підшипників в аварійному режимі після відмови в системі змащення

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. 3.10).

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.

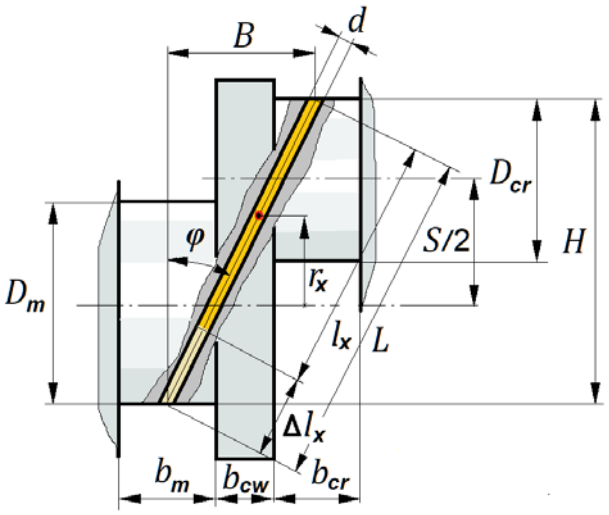



Рисунок 3.10 – Деталізована розрахункова схема подачі оливи від корінної шийки до шатунної

З рис. 3.10 слідують очевидні геометричні співвідношення для осьової ширини $B$ мастильного каналу:

$$B = b_{cw} + \frac{1}{2}(b_{cr} + b_m), \tag{3.7}$$

де $b_m$, $b_{cr}$ – ширина корінної та шатунної шийок колінвала відповідно, $b_{cw}$ – товщина противаги коленвала.

Для висоти $H$ каналу запишемо:

$$H = \frac{1}{2}(D_{cr} + D_m + S), \tag{3.8}$$

де $D_m$, $D_{cr}$ – діаметри корінної та шатунної шийок колінвала відповідно, $S$ – хід поршня (подвійний радіус кривошипу колінвала).

Приймемо, 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:

$$L = \sqrt{(H^2 + B^2)}, \tag{3.9}$$

а кут нахилу каналу:

$$\varphi = arctg\frac{B}{H}. \tag{3.10}$$

Центр маси стовпа оливи (туди прикладена відцентрова сила) у каналі можна визначити, якщо задати висоту порожньої частини $\Delta l_x$ каналу:

$$r_x = H - \frac{1}{2}D_m - \frac{1}{2}(H - \Delta l_x cos\varphi), \tag{3.11}$$

або, з урахуванням (3.8):

$$r_x = \frac{1}{4}(D_{cr} - D_m + S + 2\Delta l_x cos\varphi), \tag{3.12}$$

де $\varphi$ – кут нахилу каналу.

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 [103], після чого отвір закривався заглушкою (рис.3.11).

Для такої схеми, очевидно, $H = \frac{1}{2}S$, а центр маси стовпа оливи в каналі:

$$r_x = H - \frac{1}{2}\left(H - \Delta l_x cos\varphi\right) = \frac{1}{2}\left(H + \Delta l_x cos\varphi\right), \tag{3.13}$$

або

$$r_x = \frac{1}{4}\left(S + 2\Delta l_x cos\varphi\right). \tag{3.14}$$

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 (1.5).

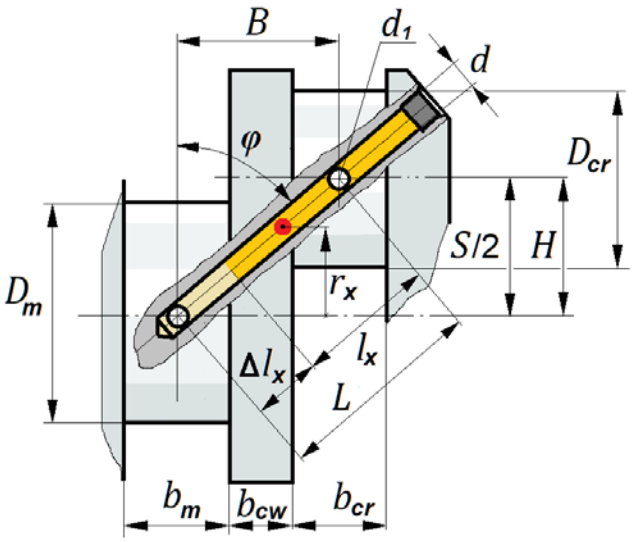



Рисунок 3.11 – Схема подачі оливи від корінної шийки до шатунної у двигунах минулих років випуску

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:

$$\frac{dm_x}{d\tau} = -G_{cr}. \tag{3.15}$$

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 (1.5). Тоді з (3.15) випливає, що:

$$\frac{dl_x}{d\tau} = \frac{4}{\pi\rho d^2} G_{cr}. \qquad (3.16)$$

Витрата оливи $G_{cr}$ в рівнянні можна розрахувати за допомогою формули (1.1), якщо задати площу перерізу, який визначає витрату оливи в підшипнику $f_{cr}$, коефіцієнт витрати $\mu$ та перепад тиску в шатунному підшипнику $\Delta p_{cr}$.

Визначення величин, що входять у вираження (1.1) 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 [314, 320, 342], 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:

$$f_{cr} = \frac{1}{2}\pi d\delta_{cr}. \qquad (3.17)$$

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 [332]. Тоді коефіцієнт витрати можна розрахувати за формулою (1.2), якщо прийняти $\xi$ за даними 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:

$$\Delta p_{cr} = p_{cr} - \Delta p_c - p_k \,, \tag{3.18}$$

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 кутовою швидкістю шар оливи в підшипнику [25, 384], $p_k$ – тиск у картері, яке може бути прийнято рівним атмосферному.

Втрати тиску при втіканні оливи з отвору в зазор можна розрахувати, але на робочому режимі [332]. 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 (3.15), однак у реальному колінвалі канал нахилений, а відцентрова сила діє на стовп під кутом $\varphi$ (рис.3.10, 3.11). Тому:

$$p_{cr} = \frac{m_x v_x^2}{f r_x} cos\varphi \,, \tag{3.19}$$

де $v_x$ – окружна швидкість, звідки з урахуванням (1.5) та (1.6) виходить рівняння для розрахунку тиску від відцентрових сил у вигляді:

$$p_{cr} = \frac{\pi^2}{900} \rho r_x n^2 l_x cos\varphi \,. \qquad (3.20)$$

З виразу (3.20) тиск від відцентрових сил прямо пропорційно радіусу центру мас стовпа та його висоти (довжини).

Якщо підставити вираз (1.1) до рівняння (3.16) та врахувати формулу (3.20) для тиску, отримаємо рівняння для зміни довжини стовпа оливи у каналі у вигляді:

$$\frac{dl_x}{d\tau} = -\frac{4\delta_{cr}}{d\sqrt{\rho(1+\xi)}} \sqrt{2\left(p_{cr} - p_k\right)} \,. \qquad (3.21)$$

Рівняння (3.21) є диференціальним рівнянням 1-го порядку, розв'язаним відносно похідної, виду

$$\frac{dl_x}{d\tau} = f\left(l_x\right), \qquad (3.22)$$

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 (3.22) 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, у якому розрахунку довжини стовпа кожному кроці робиться відповідна ітерація виду (1.44).

Як приклад було розглянуто завдання відмови системи змащення 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.3.11, що відповідає конструкції колінчастих валів двигунів минулих років випуску.

Результати розрахунку представлені у табл.3.1, а також на рис. 3.12 і 3.13, 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.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку роботи системи змащення двигунів на різних режимах роботи

| Режим роботи, 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 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. 3.14.

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.

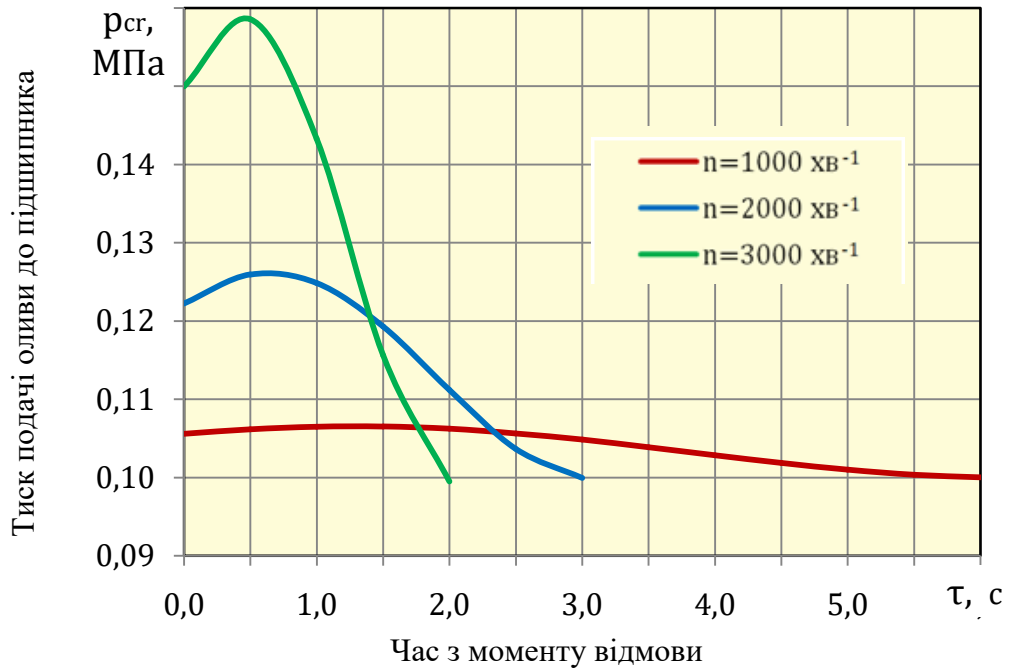



Рисунок 3.12 – Зміна тиску оливи в мастильному каналі коленвала, зображеному на рис.3.10, за часом після відмови подачі оливи в залежності від режиму роботи двигуна

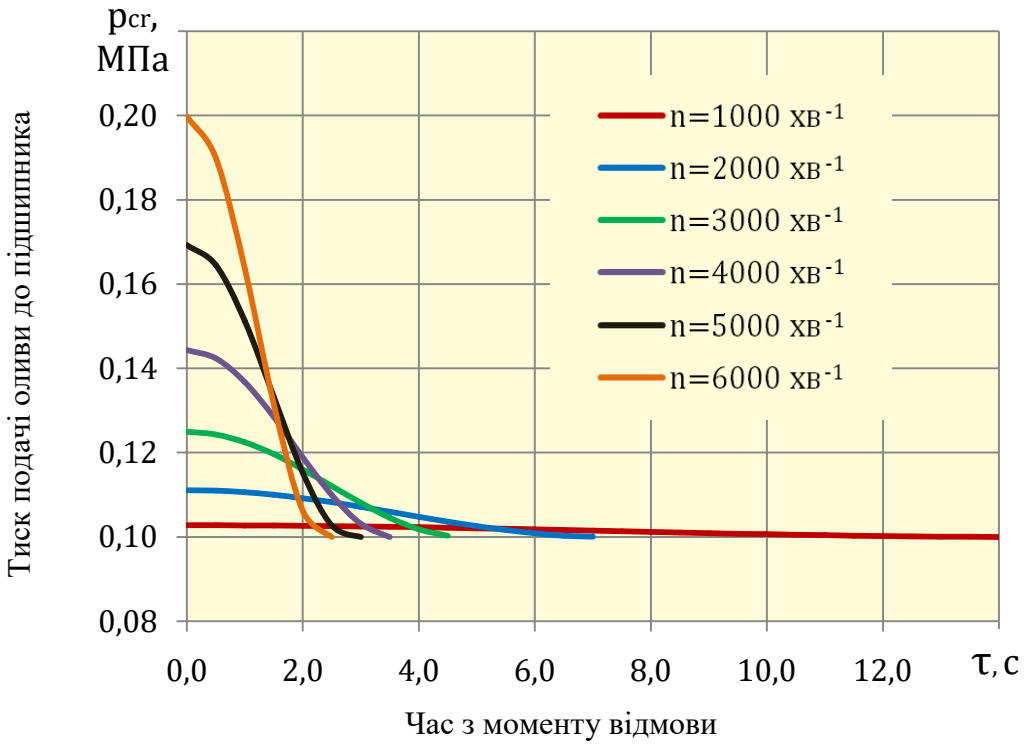



Рисунок 3.13 – У колінвала двигуна старої конструкції (рис.3.11) коштом збільшеного діаметра каналу та його більшого нахилу тиск подачі після відмови системи змащення нижче, але подача оливи до шатунних підшипників триває довше

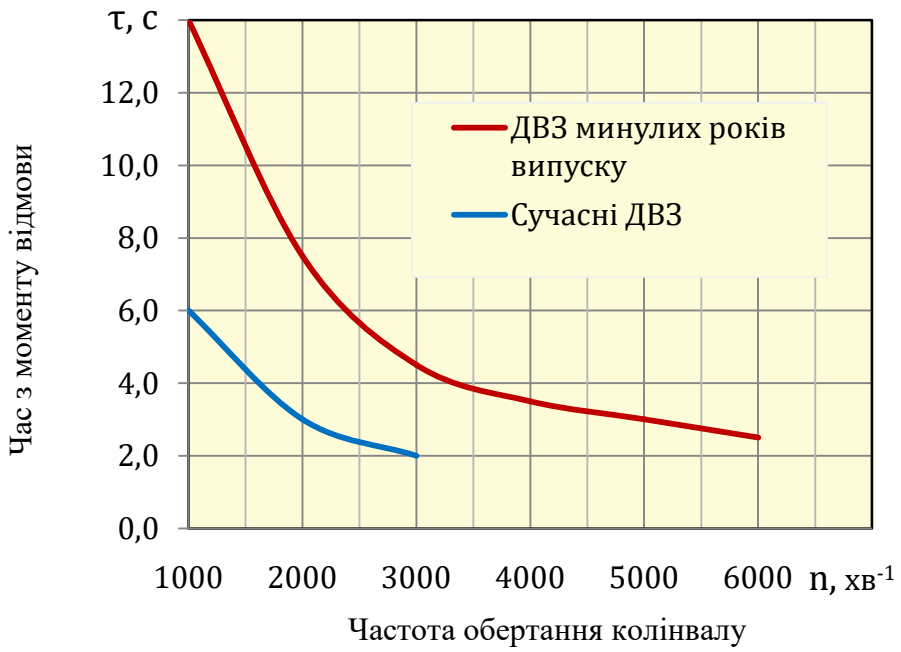



Рисунок 3.14 – Загальний час подачі оливи до шатунних підшипників після відмови подачі оливи до колінчастого валу в залежності від режиму роботи ДВЗ

Очевидно, можна припустити, що на режимі малих навантажень та частот обертання шатунний підшипник зберігає працездатність, доки є подача оливи. Тоді рис.3.14 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 [103].

Це дозволяє пояснити деякі відомі з досліджень причин пошкоджень двигунів факти. Наприклад, відмова подачі оливи зазвичай супроводжується спрацьовуванням сигналізатора недостатнього тиску оливи [76]. 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 за розділом

1. За допомогою методу диференціювання та чисельного інтегрування функцій та систем рівнянь розроблено та вирішено математичні моделі для дослідження процесів виникнення і розвитку несправностей двигуна, які пов'язані з порушенням умов експлуатації автомобіля при відмові системи змащення та системи охолодження двигуна.

2. Результати моделювання нестаціонарного нагрівання елементів двигуна після втрати (витікання) охолоджувальної рідини показують, що виникає велика затримка у показаннях датчика температури для парової фази, при якій швидкість зміни температури датчика знижується з $30^0$С до $0{,}3^0$С за 1 секунду або лише $18^0$С за хвилину. При цьому стінка камери згоряння отримує теплові пошкодження через 20 секунд роботи двигуна, після чого відбувається теплове пошкодження головки поршня.

3. Моделювання виникнення та розвитку несправностей двигуна, які пов'язані з порушенням умов експлуатації автомобіля при відмові системи змащення, дозволяє визначити залежність між падінням тиску оливи в каналах колінчастого валу від 0,2 до 0 МПа, часом цього падіння від 2 до 16 с, частотою обертання колінчастого валу від 1000 до 6000 $хв^{-1}$ та характером пошкоджень корінних та шатунних підшипників.

4. Розроблені математичні моделі дозволяють експерту об'єктивно встановлювати взаємозв'язки між ознаками та причиною пошкоджень деталей двигуна, коли вони спричинені спочатковою відмовою у роботі його системи змащення та/або системи охолодження.

Результати наукових досліджень за даним розділом дисертації опубліковані в роботах [76, 78, 87, 103, 242-243, 254, 256, 262, 264].

# РОЗДІЛ 4. РОЗРОБКА МЕТОДУ ОЦІНКИ ВПЛИВУ ГАЗОДИНАМІЧНОГО ПРОЦЕСУ НАПОВНЕННЯ ЦИЛІНДРІВ НА ВИНИКНЕННЯ І РОЗВИТОК НЕСПРАВНОСТІ ДВИГУНА

## 4.1 Метод розрахунку розподілу пилу по траєкторії руху одиночної частки в розгалужуваних впускних каналах

З принципів роботи деяких типів сучасних волокнистих повітряних фільтрів [169, 174, 218, 334, 385, 398] 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 [173, 103]. Однак впускні системи ДВЗ зазвичай проєктуються з умови "чистого" повітря, повністю очищеного від частинок [19, 28, 403]. Така суперечність може призводити в реальної експлуатації до перерозподілу абразивних частинок між циліндрами, у тому числі до концентрації частинок в окремих циліндрах, і викликати помітне зменшення ресурсу коштом прискореного зносу деталей.

Відомо, що абразивні частинки в діапазоні розмірів 5-30 мкм викликають абразивне зношування пар тертя [26, 379], причому розмір 10-20 мкм є найбільш руйнівним для деталей двигунів [381]. 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 [388, 416].

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.

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. 4.1).

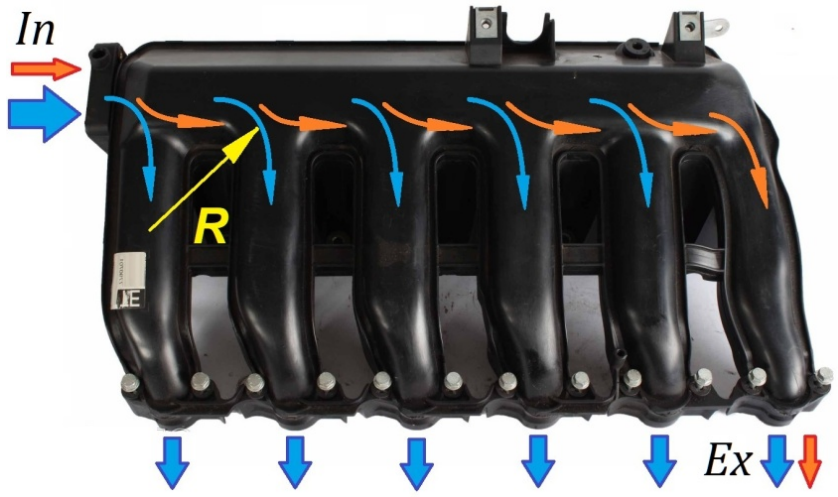



Рисунок 4.1 – Впускний колектор ДВЗ – типова система, в якій при рівномірному повороті повітря в бічні відводи по радіусу R можливе центрифугування частинок пилу та їх перерозподіл коштом відцентрових сил до далеких від вхідного перерізу колектора In циліндрів

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

З метою визначення можливих несправностей, які можуть бути викликані центрифугуванням частинок пилу, розглянемо рух одиничної частинки за криволінійної траєкторії (рис.4.2) поблизу бічного відведення з каналу у вигляді трійника. Така конфігурація каналів зустрічається у конструкції повітроводів двигунів різних типів. Як це випливає з [383], при близькому значенні витрат

повітря в прямому та бічному трубопроводах лінії течії поблизу відводу обмежені радіусом, який візуально близький за величиною до ширини (діаметру) бічного каналу з центром у кутовій точці (рис.4.2).

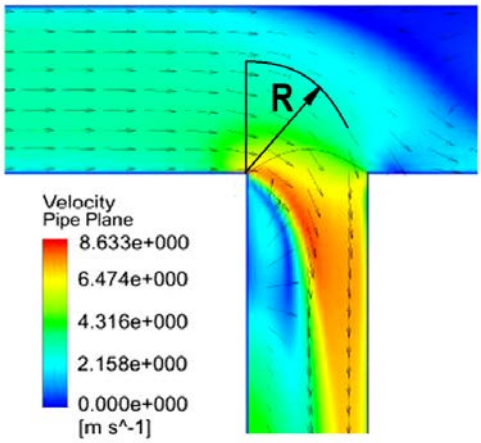



Рисунок 4.2 – Візуалізація течії при розгалуженні потоку з умовою приблизної рівності витрат повітря в прямому та бічному каналах [383] – зона повороту потоку обмежена радіусом, розмір якого близький до діаметра бокового каналу

У такому разі можна скласти розрахункову схему завдання (рис.4.3) у вигляді лінії току течії повітря з радіусом $R$, а траєкторія частинки коштом відцентрових сил відхилятиметься 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.

Рух частинки масою $m$, яка залежить від діаметра $d$ і густини $\rho_p$ частинки (пил складається, головним чином, з кварцу [58], який має густину $\rho_p$ = 2700 кг/м$^3$), в потоці повітря описується рівнянням (1.45).

Це рівняння фактично показує наступне: якщо маса частки зневажливо мала, то частка рухається строго лініями току повітря. Однак коли маса частки зростає, частка може відставати від ліній току під дією сил інерції (центрифугуватися).

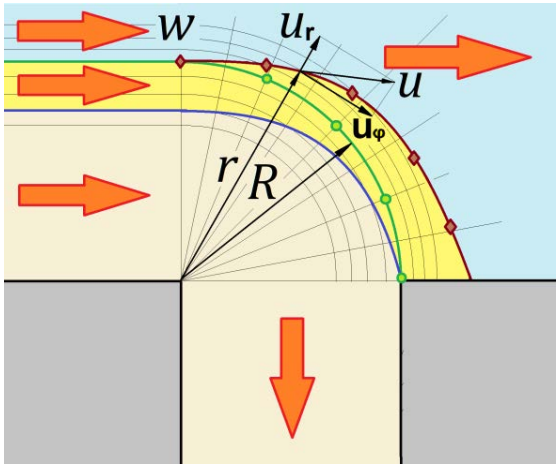



Рисунок 4.3 – Схема руху частинки пилу по радіусу: внаслідок інерції частка переходить на більший радіус і може проскочити поворот у відвід

У такому випадку потрібно визначити відхилення частинки від лінії току повітря по радіусу при різних швидкостях потоку, кутах відведення та розмірах частинок.

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 (1.46).

Система рівнянь (1.46) після перетворення до виду (1.51) вирішується чисельно з початковими умовами: $\tau = 0$, $\varphi = 0$, $r = R$, $u_\varphi = w$, $u_r = 0$ для заданного радіуса $R$ та швидкості течії повітря $w$ при заданому розмірі частинки $d$ [304,

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

$$u_r = u_r + \frac{du_r}{d\tau}\Delta\tau, \quad u_\varphi = u_\varphi + \frac{du_\varphi}{d\tau}\Delta\tau, \tag{4.1}$$

$$\varphi = \varphi + \frac{360}{2\pi r}u_\varphi\,\Delta\tau, \quad r = r + u_r\,\Delta\tau, \quad \tau = \tau + \Delta\tau.$$

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

$$\Delta\varphi = \varphi - \frac{180w}{\pi R}\tau, \quad \Delta r = r - R. \tag{4.2}$$

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. З цією метою у першому наближенні, крім умови малих відхилень частинки від кругового руху, було прийнято просте співвідношення для траєкторії частинки (рис. 4.3). 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 же 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 струму (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:

$$G_{ex} = G_r = 0{,}5G_{in}. \tag{4.3}$$

У 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.4.2). 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

$$G_r = \frac{G_{in}}{2}\left(1 - \frac{\Delta R}{R}\right). \tag{4.4}$$

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

$$\overline{G} = \frac{G_{ex}}{G_{in}} = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{\Delta R}{R}\right). \tag{4.5}$$

де $\Delta R = f\left(\Delta\varphi\right)$ – зміна радіуса траєкторії частинки на заданий кут бічного каналу ($45^0$, $90^0$, $135^0$ або будь-який інший) згідно з рішенням (4.1) системи рівнянь (1.51).

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) згідно з лініями току рис .4.2 и 4.3.

Розрахунок відносної кількості частинок на виході з прямого каналу до кількості частинок на вході в канал був виконаний при куті повороту потоку у

відводі $45^0$, $90^0$ і $135^0$ 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 хв$^{-1}$ 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:

$$\rho w F = \mu_V V_h \frac{n}{60}, \qquad (3.44)$$

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 $n$ = 300$w$, що було використано для наочного подання результатів розрахунку.

Вплив розміру частинок на їх центрифугування можна бачити за результатами розрахунку (рис. 4.4) перерозподілу частинок за каналів впускного колектора діаметром 40 мм на режимі роботи двигуна 3000 хв$^{-1}$ у вигляді залежності відношення кількості частинок на виході $G_{ex}$ до загальної кількості частинок на вході $G_{in}$ від розміру частинок [241, 255].

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 проходитиме пилу до 65%, у той час, як у бічний відвід майже вдвічі менше – лише 35%.

На рис. 4.5 представлені результати розрахунку відносної кількості частинок у прямому каналі на різних режимах (за різної швидкості повітря) для часток різних розмірів.

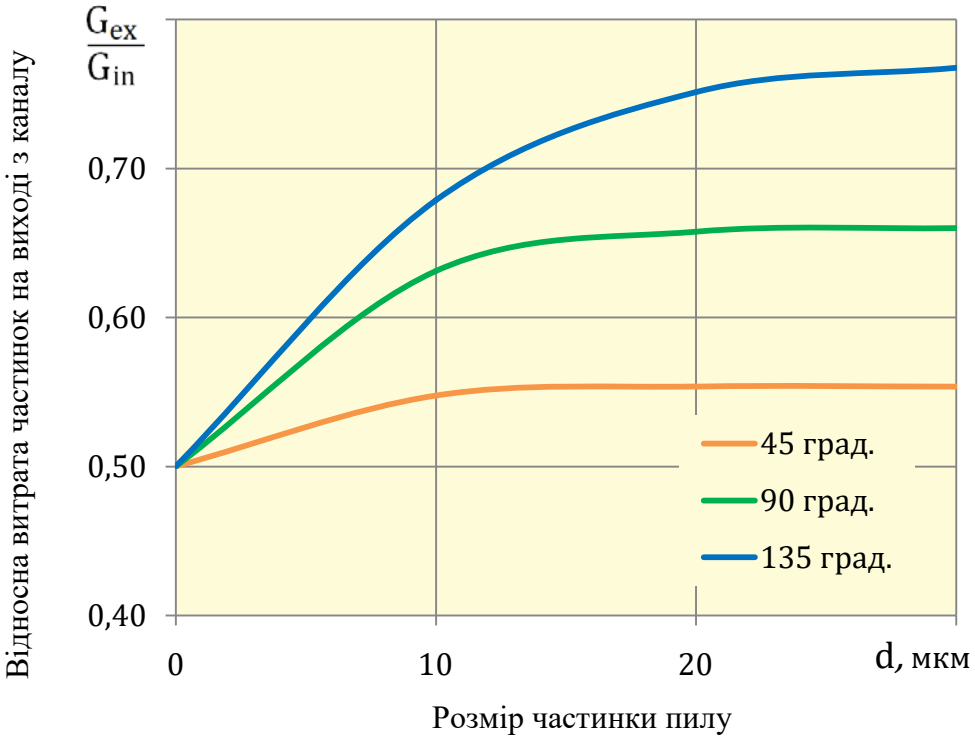



Рисунок 4.4 – Розрахунковий вплив розміру частинок на відносну витрату (стосовно витрати у вхідному перерізі) частинок при їх перерозподілі у бік прямого каналу №1 (при n = 3000 хв$^{-1}$): чим більше кут повороту, тим більше частинок проходить прямо, не потрапляючи у бічний канал

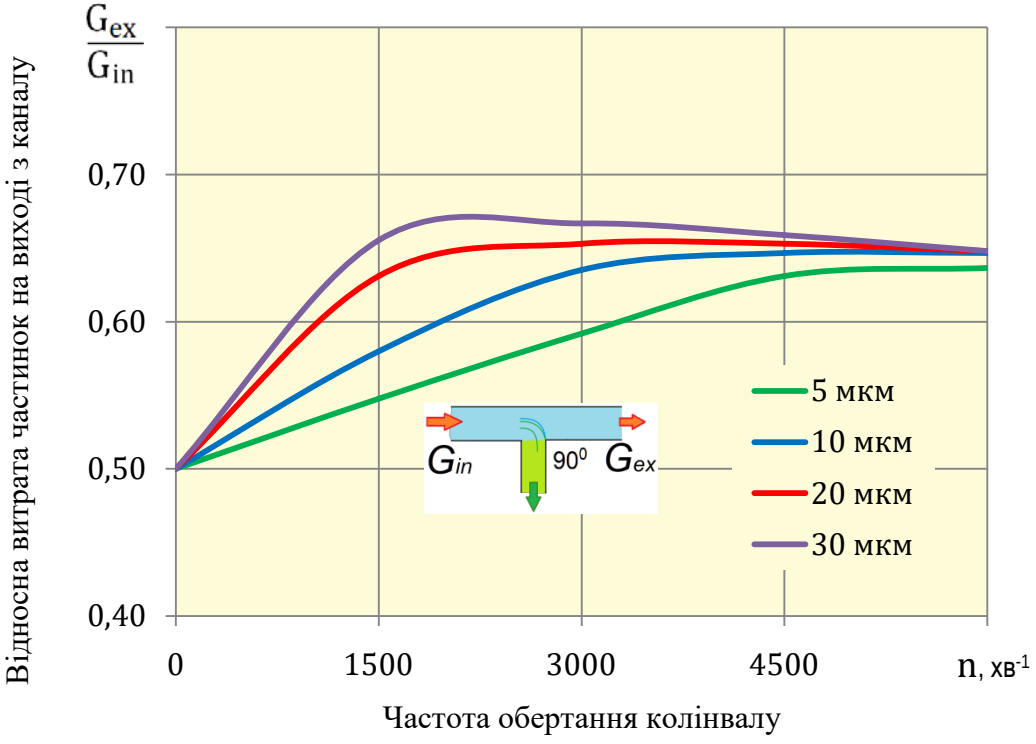
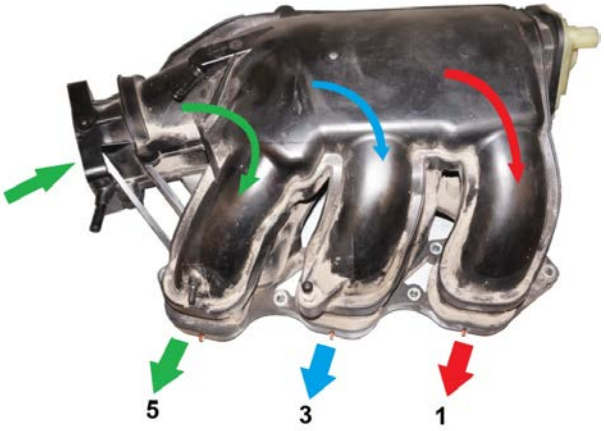



Рисунок 4.5 – Вплив режиму роботи двигуна на перерозподіл частинок пилу різного розміру коштом їхнього центрифугування

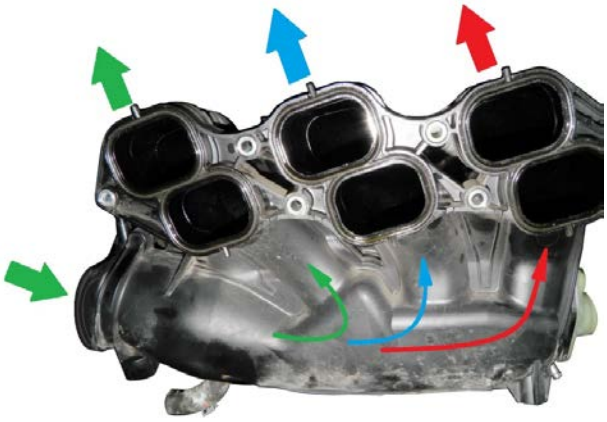
Добре видно, що при збільшенні розміру частинок і швидкості потоку (частоти обертання колінвала) кількість частинок, які "проскочили" повз відводу, збільшується. Це призводить до зменшення відносної кількості пилу у відводі та, відповідно, збільшення кількості пилу в прямому каналі до тих же 65–70 %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

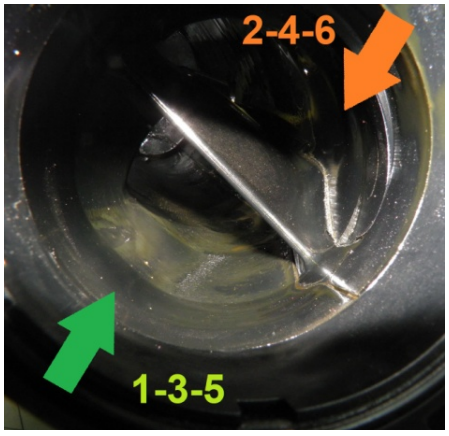
Найбільший інтерес може представляти картина перерозподілу пилу у реальному впускному колекторі (рис.4.6) 6-циліндрового V-подібного двигуна [241].



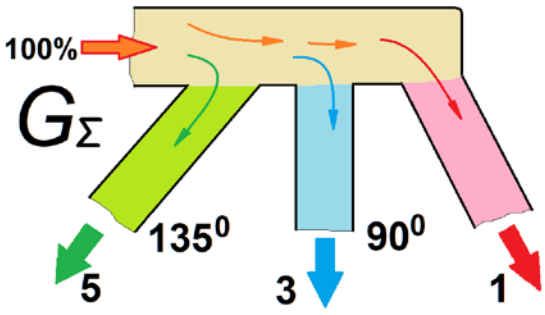

а



б




в




г

Рисунок 4.6 – Конструктивне виконання колектора з різними кутами повороту потоку: а – вид зверху, б – вид знизу, в – вид з боку входу на перегородку між нижньою та верхньою камерами, г – розрахункова схема

У ньому виявлена значна різниця між станом деталей циліндро-поршневої групи та клапанного механізму по циліндрах одного ряду (№1, №3 і №5).

Колектор має змінну довжину та поділ на верхню та нижню частини, які можуть з'єднуватися послідовно або паралельно, залежно від режиму роботи двигуна [103]. 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 $135^0$) і циліндр №3 під кутом $90^0$. 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 $90^0$, 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:

$$\overline{G}_{90} = \frac{G_3}{G_1 + G_3}\ ,\ \ 1 - \overline{G}_{90} = \frac{G_1}{G_1 + G_3}, \qquad (4.7)$$

де $\bar{G}_{90}$ – відносна кількість (витрата) частинок, які йдуть у відвід $90^0$ згідно з даними вище (рис. 4.4-4.5).

З іншого боку, частина частинок проходить від вхідного перерізу і потрапляє в бічний канал циліндра №5, який розташований під кутом $135^0$, потім у бічний канал циліндра №3 і далі прямо в циліндр №1. Тоді відносну кількість частинок, що надходять у бічний канал, можна позначити як $\bar{G}_{135}$ – воно також розраховується в рамках моделі (рис. 4.4).

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:

$$G_{\Sigma} = 1,5G_0\,, \tag{4.8}$$

де $G_0$ – витрата частинок на вході, прийнятий під час вирішення всіх приватних завдань із бічними відводами (рис.4.4-4.5).

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

$$G_{1+3} = G_{\Sigma} - G_5\,, \tag{4.9}$$

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

$$\overline{G}_5 = \frac{G_5}{G_{\Sigma}},\ \ \overline{G}_{1+3} = \frac{G_{\Sigma} - G_5}{G_{\Sigma}} = 1 - \overline{G}_5\,, \tag{4.10}$$

причому, очевидно, що

$$\overline{G}_5 + \overline{G}_{1+3} = 1,\quad G_5 + G_{1+3} = G_{\Sigma} = 1,5G_0\,. \tag{4.11}$$

Відношення (4.10) для $\bar{G}_5$ можна записати як

$$\overline{G}_5 = \frac{G_5}{G_{\Sigma}} = \frac{G_{135}}{1,5G_0}\,. \tag{4.12}$$

Тоді з формул (4.8-4.12) знайдемо відносну кількість (витрата) частинок, що надійшли з колектора (рис.4.6) до циліндрів №5, №3 та №1:

$$\begin{cases} \overline{G}_1 = \left(1 - \overline{G}_5\right)\left(1 - \overline{G}_{90}\right) \\ \overline{G}_3 = \left(1 - \overline{G}_5\right)\overline{G}_{90} \\ \overline{G}_5 = \dfrac{\overline{G}_{135}}{1,5} \end{cases}. \tag{4.13}$$

Результати розрахунку розподілу пилу за циліндрами №1, №3 та №5 за формулами (4.13) представлені на рис.4.7, де можна бачити деякі корисні для практики результати.

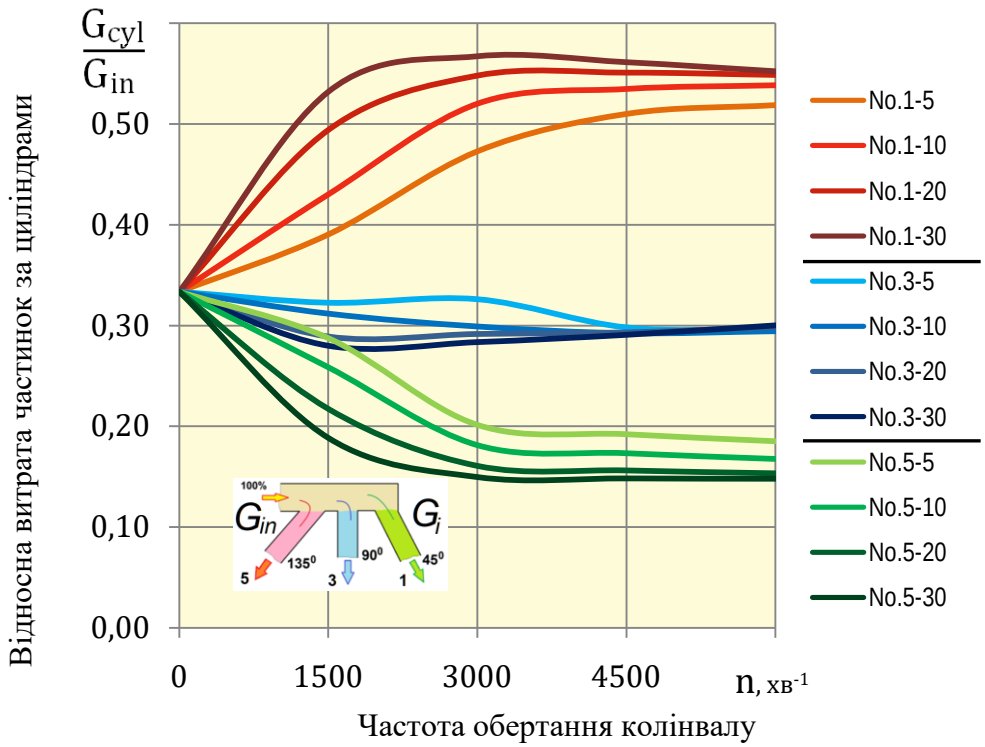



Рисунок 4.7 – Розрахунковий перерозподіл по циліндрах №1, №3 і №5 частинок пилу розміром 5, 10, 20 і 30 мкм при різній частоті обертання коленвала для колектора з послідовно розташованими відводами

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. В результаті ресурс двигуна може бути помітно знижений лише внаслідок нерівномірної концентрації пилу по циліндрах.

## 4.2 Чисельне моделювання двофазних течій повітря з частинками пилу у впускної системі двигуна

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-фазной течії (повітря з частинками) за допомогою методу скінченних об'ємів.

Для моделювання була взята та ж ділянка каналу з бічним відводом (рис.4.3), 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 [132] у кілька етапів [124, 131]. При цьому через те, що течія частинок пилу в повітрі є типовою 2-фазною течію, потрібно розробити певний порядок (технологію) проведення розрахунків. 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$^3$.

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" [170]. Крім того, використовувалися дані про те, що сучасний повітряний фільтр у нормальному стані затримує 99% частинок запиленого повітря [191]. 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 $16.10^{-6}$ кг/ год або $4{,}44.10^{-9}$ кг/с.

### 4.2.1 Модель двофазної течії повітря з пилом у каналі з бічним відводом 90 градусів

Для вирішення цього завдання було розроблено наступний порядок моделювання.

1. Побудова геометрії каналу (рис.4.8). З цією метою була обрана проточна частина каналу тієї ж простої форми (рис.4.9), де всі перерізи задані однаковими, діаметром 40 мм, а довжина прямого та бічного відводів становить 5 діаметрів.

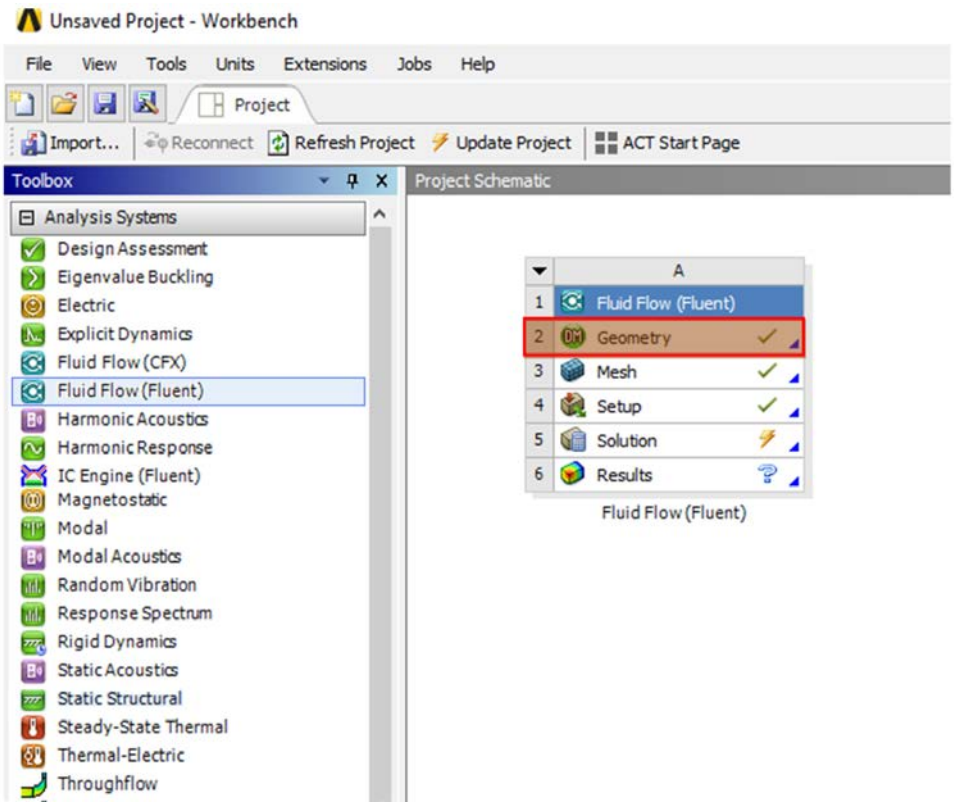



Рисунок 4.8 – Дерево проекту, перший етап: побудова геометрії каналу

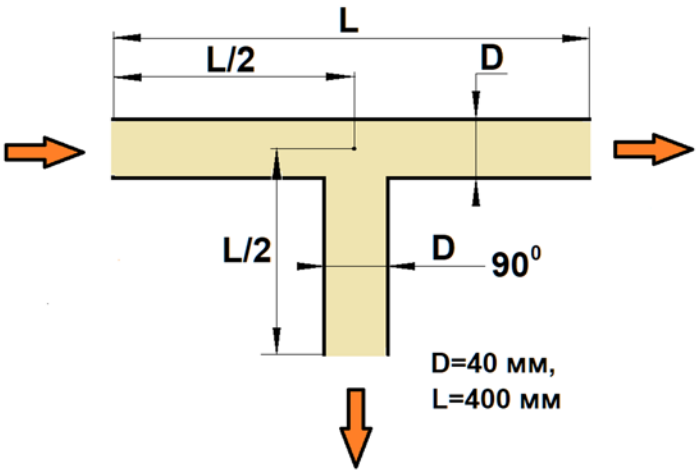



Рисунок 4.9 – Геометрія каналу з бічним відводом під кутом $90^0$

1. Побудова скінченно-об'ємної сітки (рис.4.10а).

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. 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.

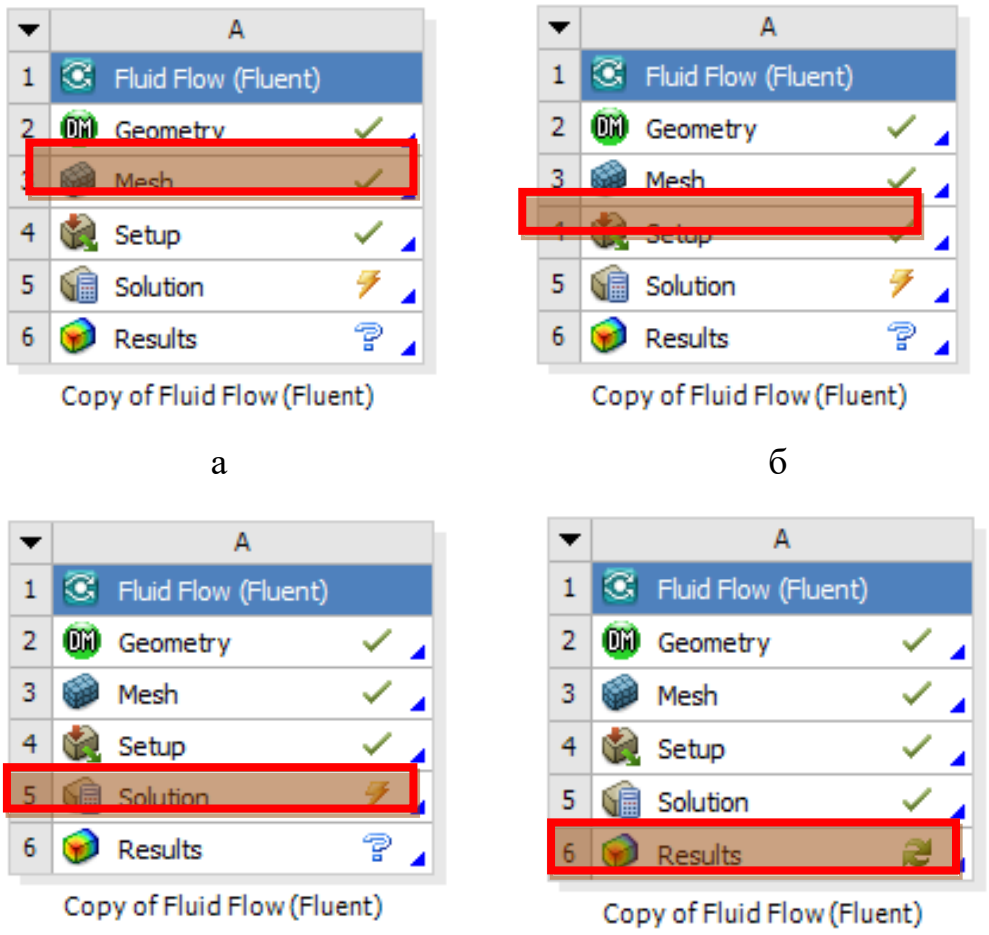



Рисунок 4.10 – Дерево проєкту поетапно: а – побудова скінченно-об'ємної сітки, б – створення моделі розрахунку, в – рішення, г – результати

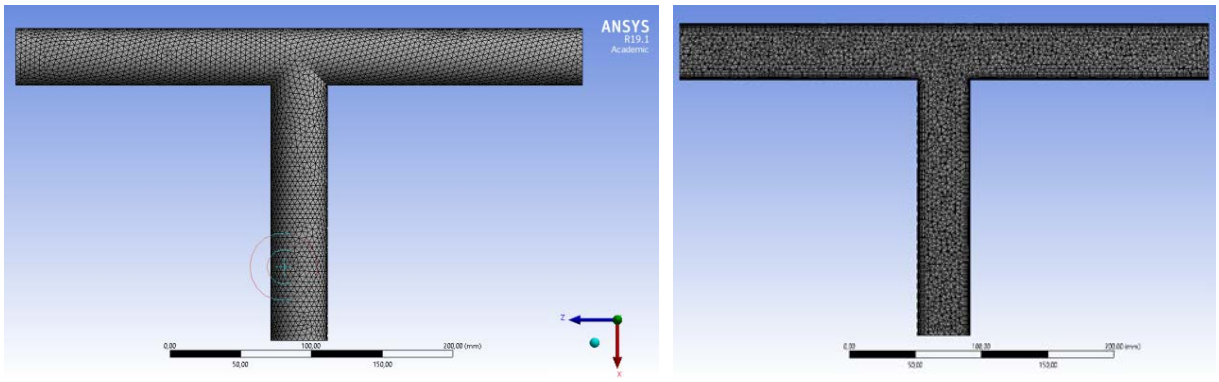



Рисунок 4.11 – Скінченно-об'ємна модель течії з бічним розгалуженням потоку на $90^0$: а – попередня розбивка, б – те ж, з прикордонним шаром

Після цього було згенеровано сітка з 168.267 осередками (рис.4.11), що вкладалося в обмеження використовуваної версії програми 512.000 осередків [132]. Також на цьому етапі були задані назви регіонів: вхід (Inlet), виходи (Outlet 1 та Outlet 2) та стінка (Wall).

2. Створення моделі розрахунку у стандартному модулі (підпрограмі) Fluent програмного комплексу ANSYS (рис.4.10б). 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).

3. 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).

У розрахунку течії повітря було встановлено стандартна $k$-$\varepsilon$ модель турбулентності [114, 359]. 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.

4. Запуск попереднього розрахунку повітря (рис.4.10в).

5. Перегляд та аналіз результатів попереднього розрахунку (рис.4.10г). В результаті розрахунку можна отримати поля тиску, швидкостей, температур,

лінії току та інш. у 1-му наближенні (рис.4.12). 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.

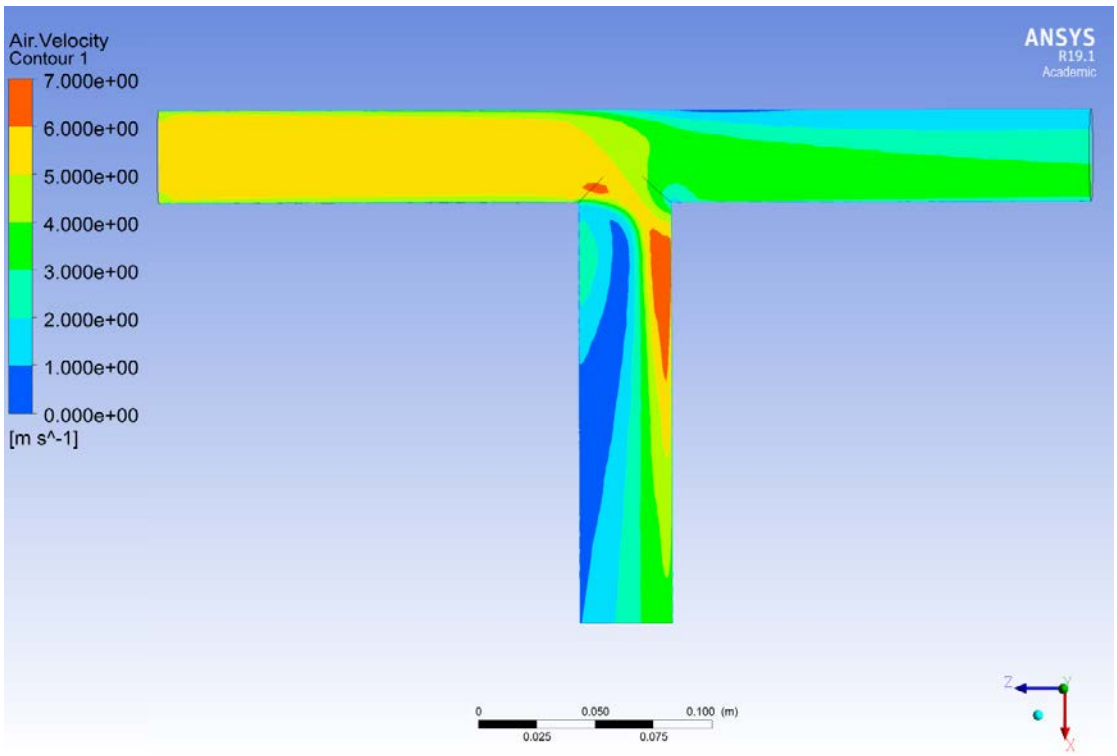
6. Додавання моделі двофазної течії – здійснюється за допомогою розрахункового модуля Eulerian (рис.4.13). Повна модель Eulerian дозволяє розраховувати дисперсні (багатофазні) течії. У цьому випадку є дві фази: повітря і частинки пилу, які вважаються взаємопроникними. У межах даної моделі вирішується 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.

7. Завдання нового матеріалу – частинки пилу.

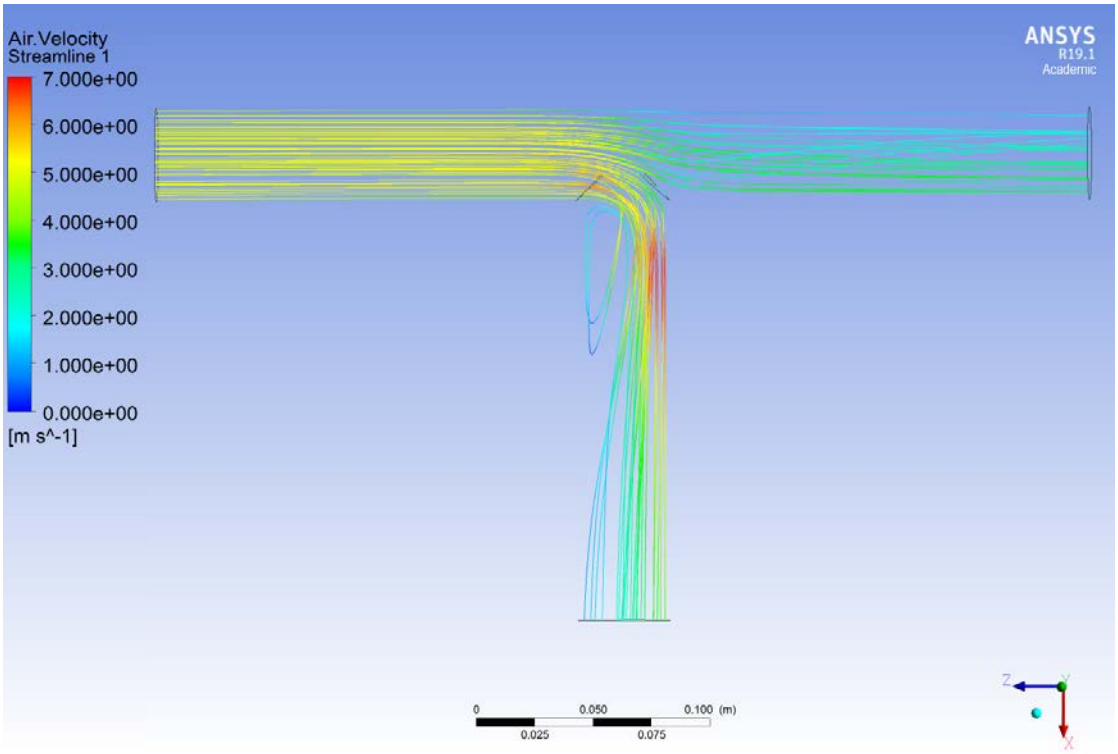
8. Завдання уточнених граничних умов. Для повітря задані такі граничні умови: на вході – швидкість (як і попередньому розрахунку), але в виході – лише тиск, отриманий з першого етапу розрахунку течії повітря (рис.4.14). Для частинок пилу на вході визначається їх розмір і масова витрата (швидкість частинок на вході приймалася рівною швидкості повітря).

9. Запуск розрахунку у 2-му наближенні з новими граничними умовами для 2-фазной течії.

10. Перегляд та аналіз результатів розрахунку. Визначаються траєкторії руху частинок пилу (рис.4.15), 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.




а




б

Рисунок 4.12 – Налаштування моделі для розгалужуваного каналу на попередньому етапі розрахунку при швидкості на вході 5 м/с та умови рівності витрат на виході: а – поля швидкостей; б – лінії току повітря

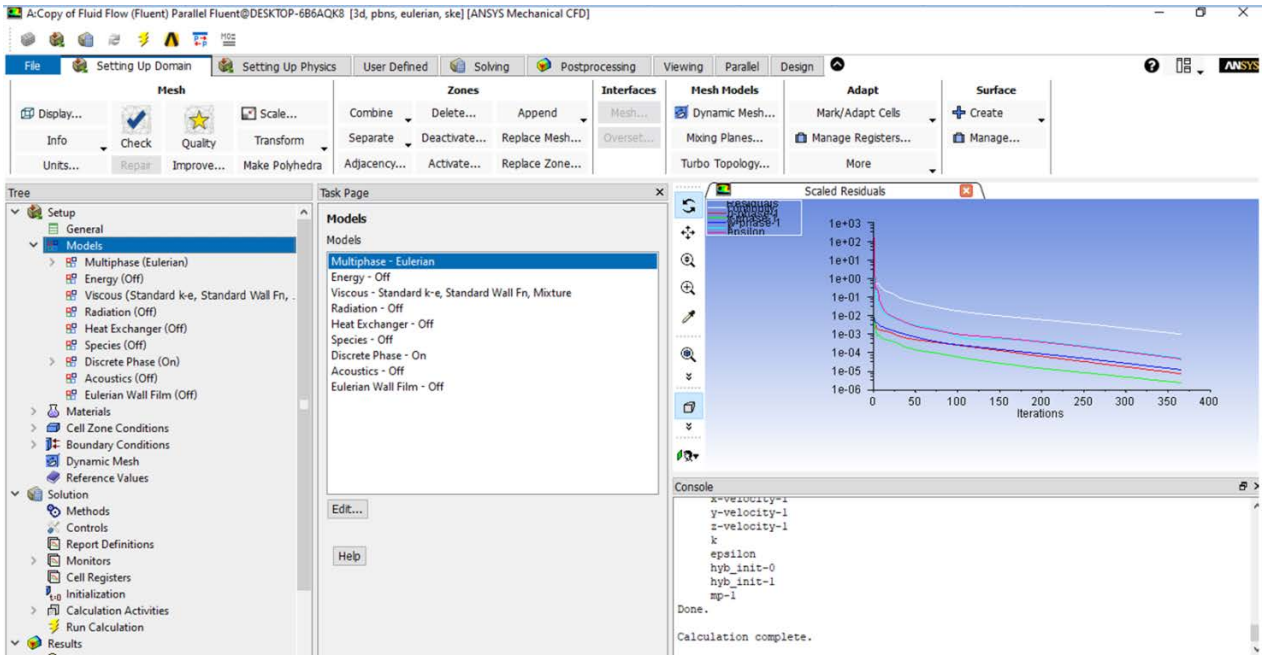
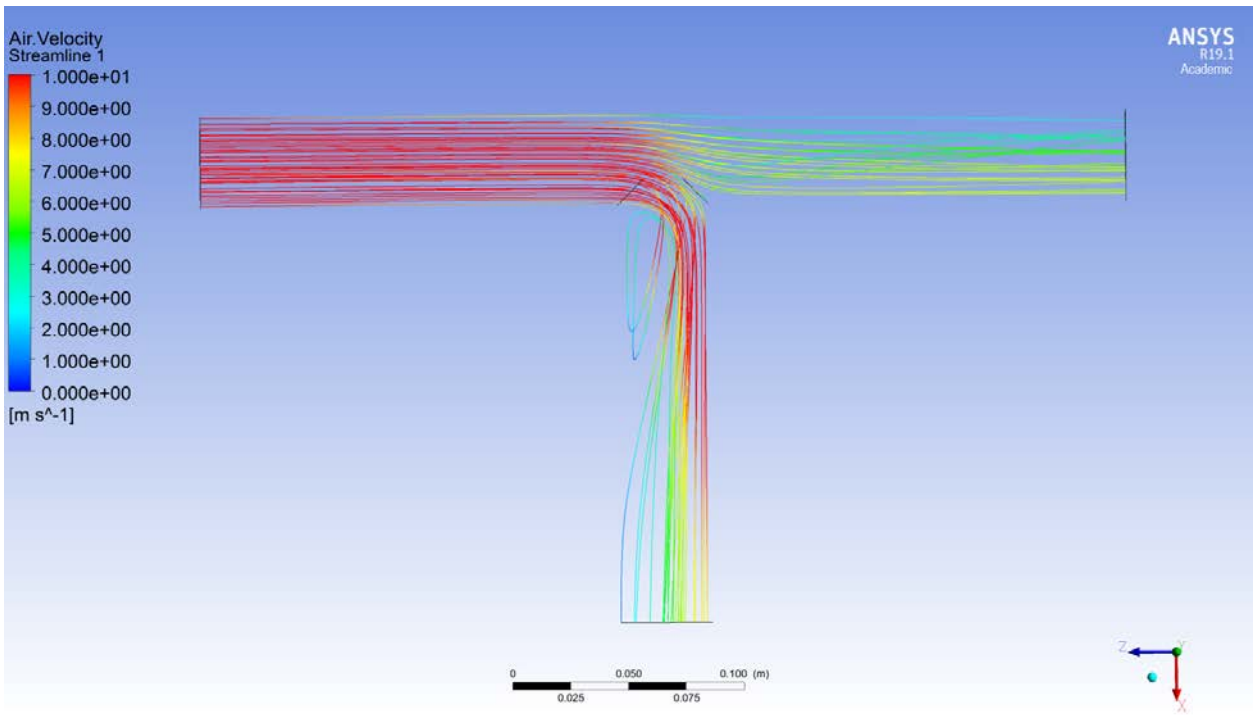


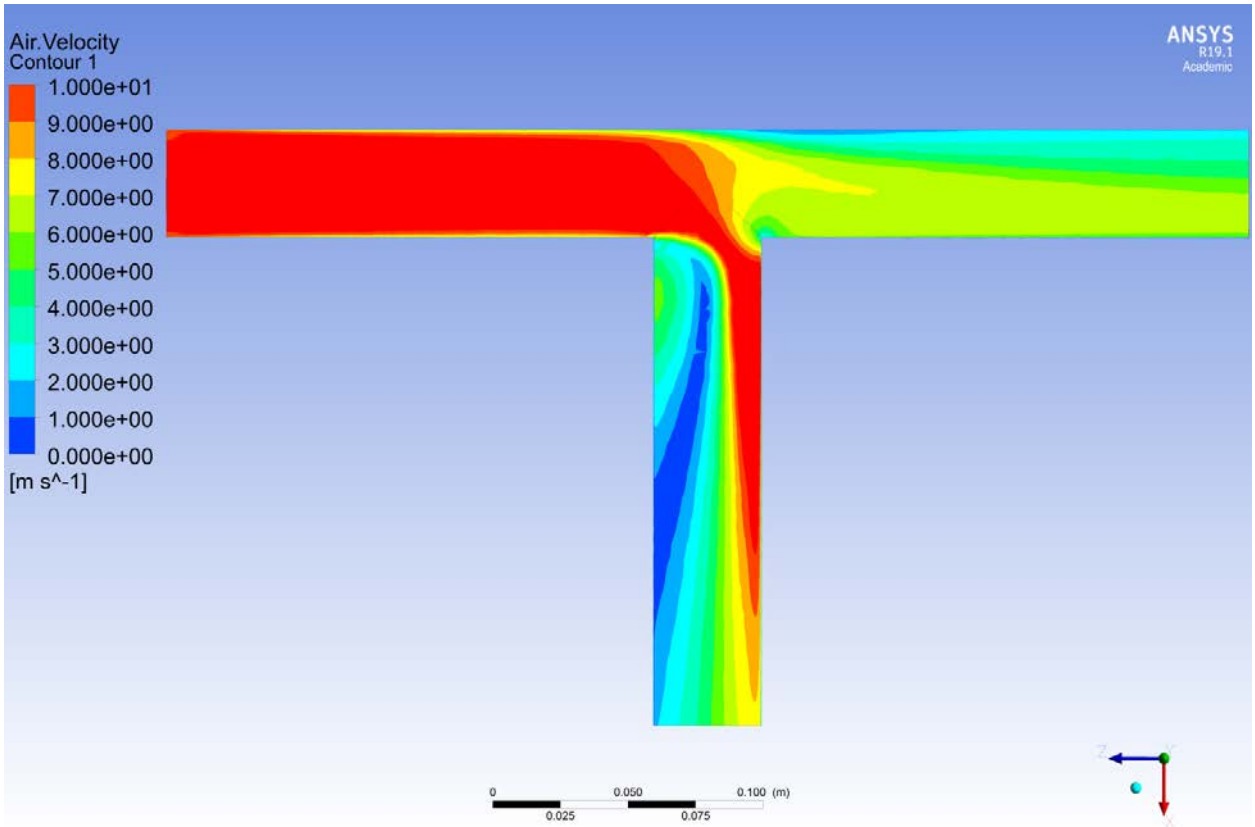

Рисунок 4.13 – Дерево проєкту: підключення розрахункового модуля Eulerian для моделювання 2-фазної течії

Отримані дані моделювання 2-фазної течії в діапазоні швидкостей повітря 5-20 м/с при розмірі частинок 5-30 мкм (рис.4.16) 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.4.16).

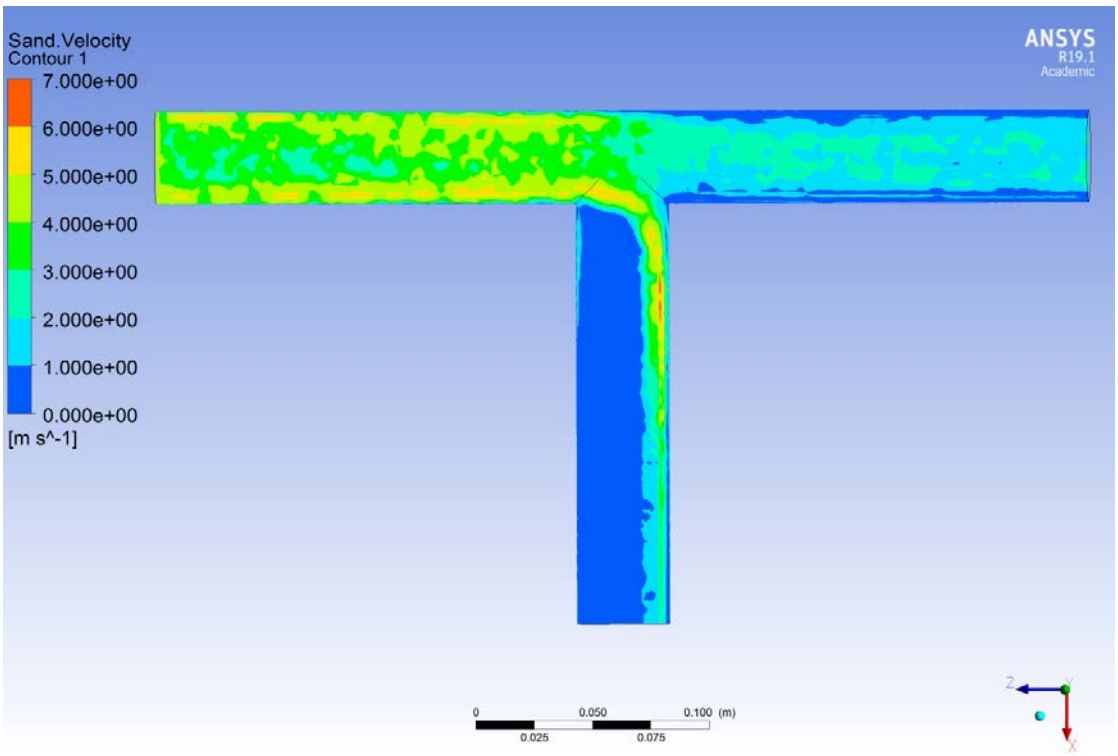



а

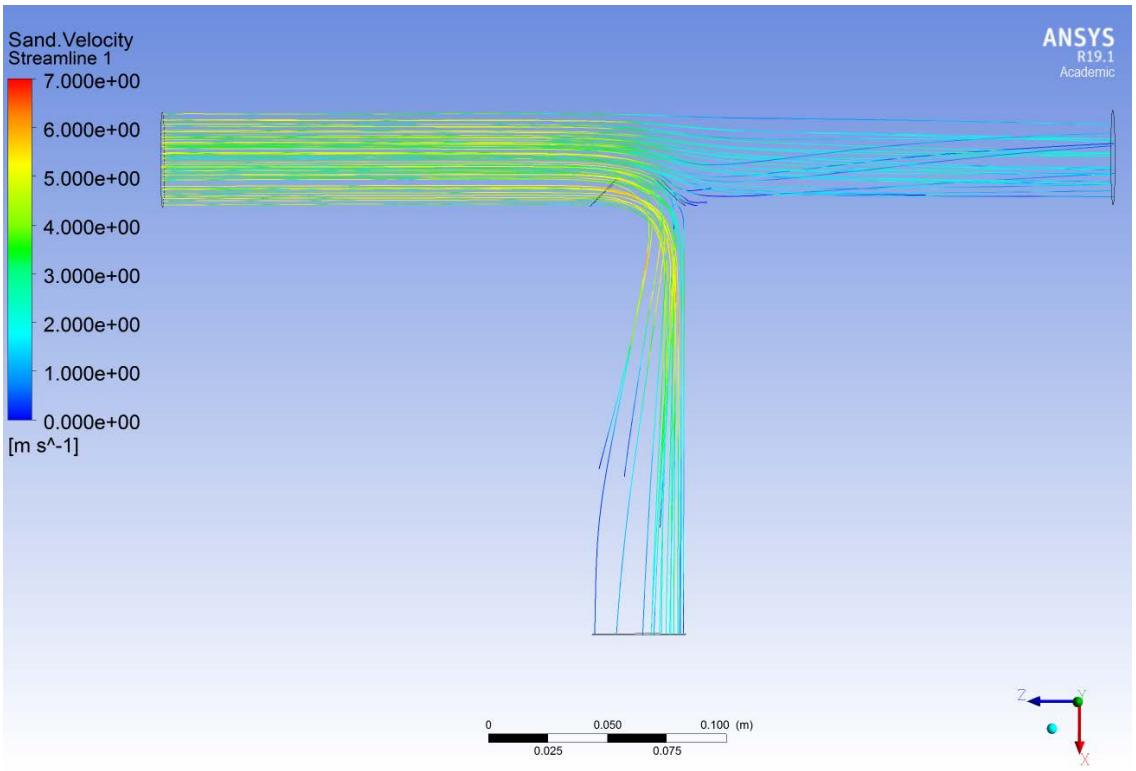



б

Рисунок 4.14 – Результати уточненого розрахунку повітря в розгалужуваному каналі $90^0$ для швидкості на вході 10 м/с: а – поля швидкостей; б – лінії току

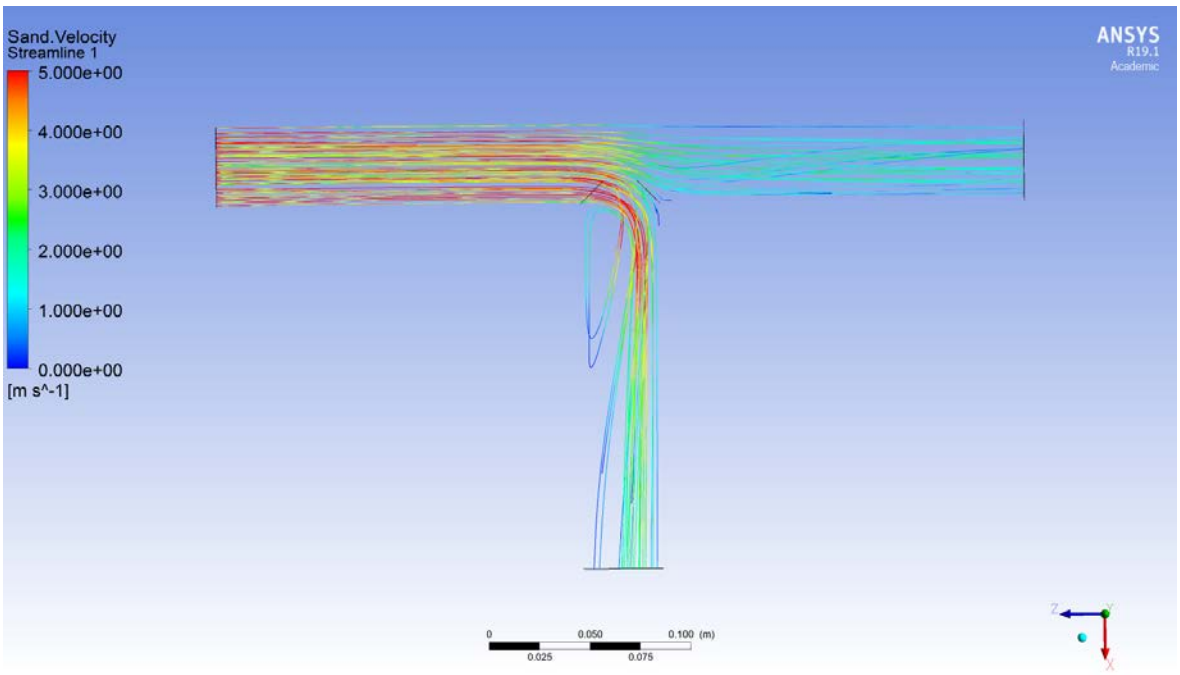



а

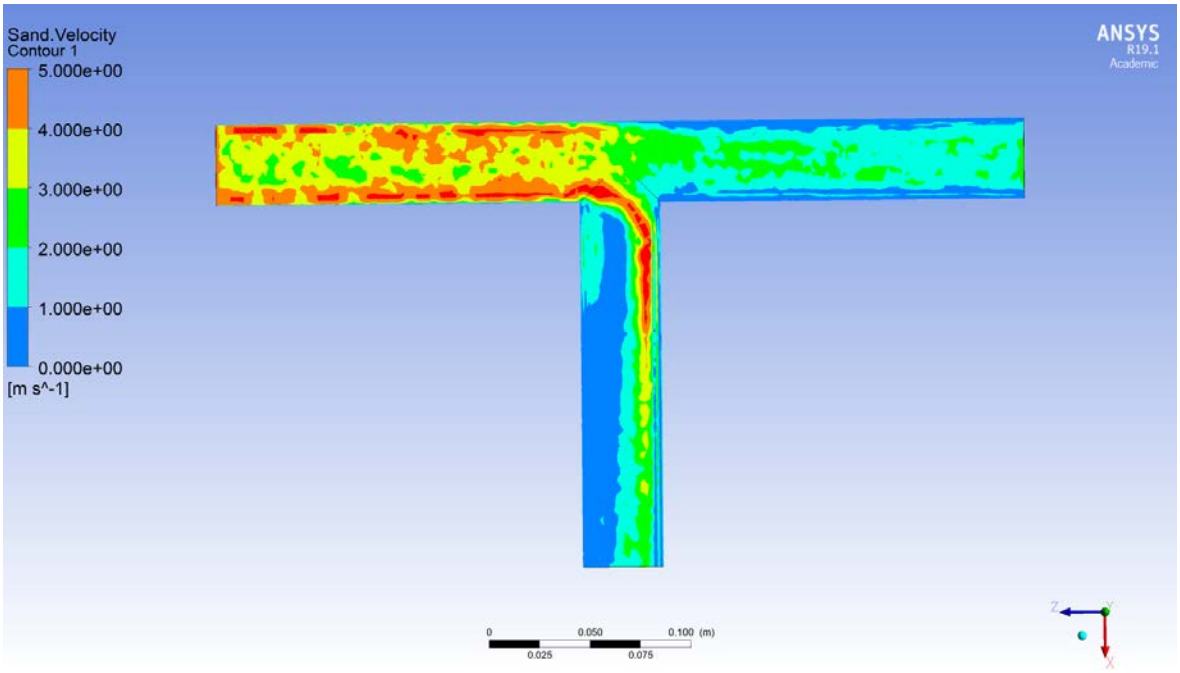



б

Рисунок 4.15 – Налаштування моделі для повітря, рух якого представлений на рис.4.14: а – поля швидкостей; б – траєкторії частинок розміром 10 мкм

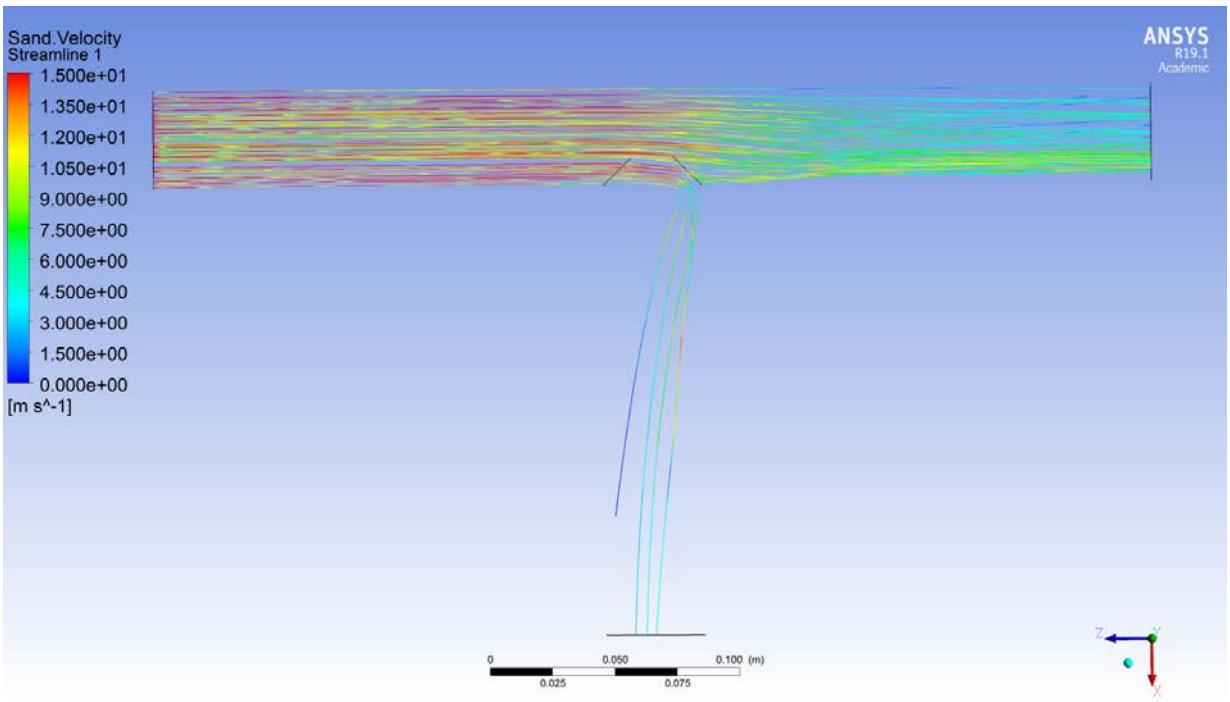



а

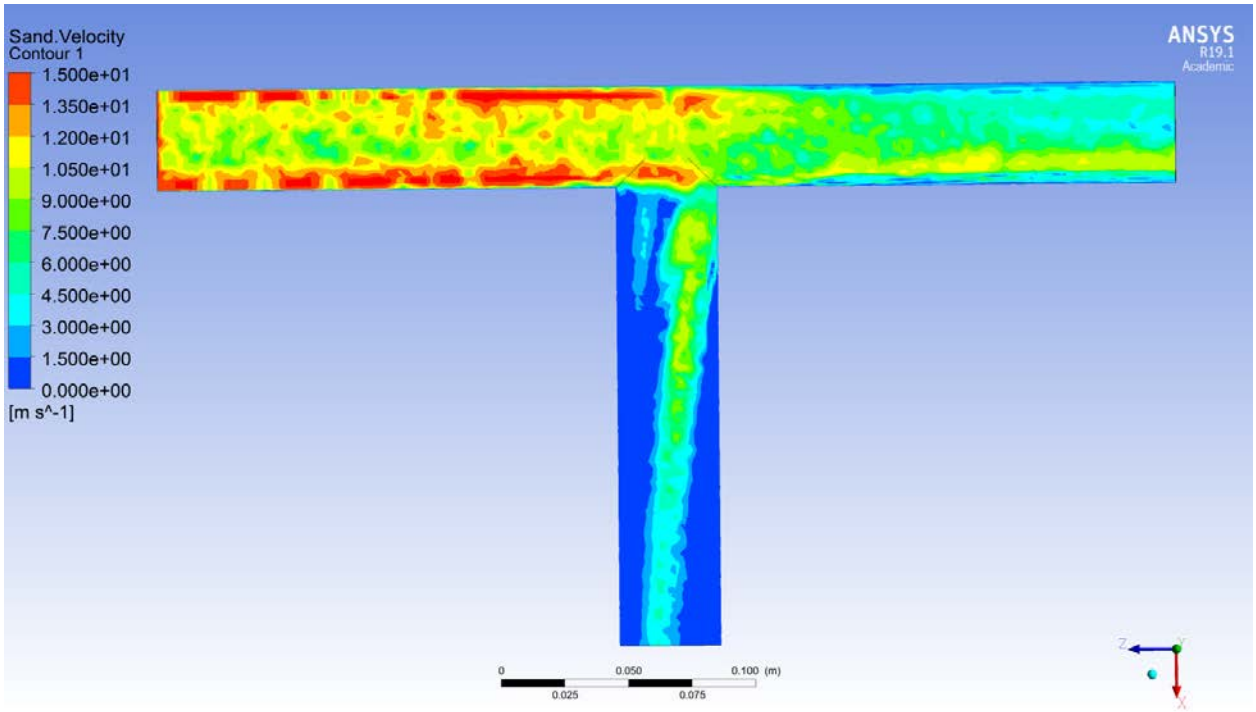



б

Рисунок 4.16-1 – Результати розрахунку руху частинок пилу різних розмірів у повітрі, що рухається з різною швидкістю: а – поля швидкостей; б – траєкторії частинок 5 мкм при швидкості на вході 5 м/с




в




г

Рисунок 4.16-2 – Результати розрахунку руху частинок пилу різних розмірів у повітрі, що рухається з різною швидкістю (продовження рис.4.16-1): в – поля швидкостей; г – траєкторії 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 [241, 255].

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 его створенні або модернізуванні. Саме це відбувається, якщо знехтувати центрифугуванням пилу в розгалужуваних каналах, що вказує на необхідність не тільки обліку цих процесів при проєктуванні та в експлуатації, а також при дослідженні причин несправностей.

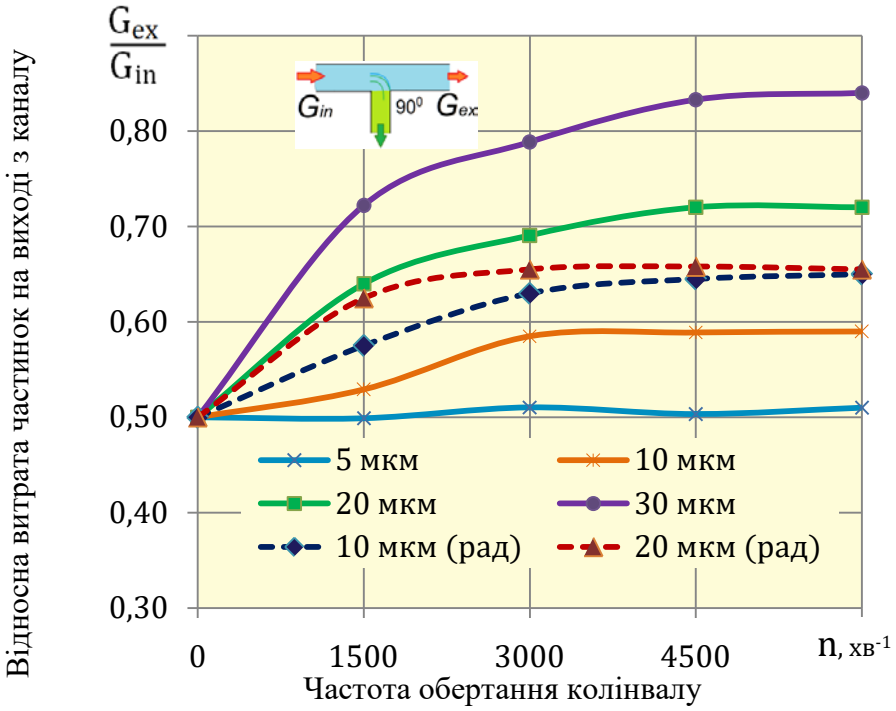



Рисунок 4.17 – Результати 3D-моделювання 2-фазної течії з бічним відводом $90^0$ у порівнянні з результатами розрахунку руху частинок за радіусом (рад): відносна кількість (витрата) частинок $G_{ex}$ на виході з прямого каналу (віднесена до витрати частинок $G_{in}$ на вході) залежно від режиму роботи двигуна, заданого частотою $n$ для різних розмірів частинок

Розроблена модель перерозподілу пилу за інерцією дозволяє встановлювати причину надзвичайно сильного локального абразивного зносу ДВЗ, що спостерігається на практиці. Це підтверджується результатами моделювання 2-фазной течії і даними реальних розслідувань причин відмов ДВЗ [103].

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.4.17). 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%.

Разом з тим, якщо перебудувати залежність (рис.4.17) відносної кількості частинок за їх розміром (рис.4.18), то при збігу в межах середнього розміру частинок (15-20 мкм) спостерігається помилка при відхиленні розміру частинок від середнього, особливо в бік великих розмірів.

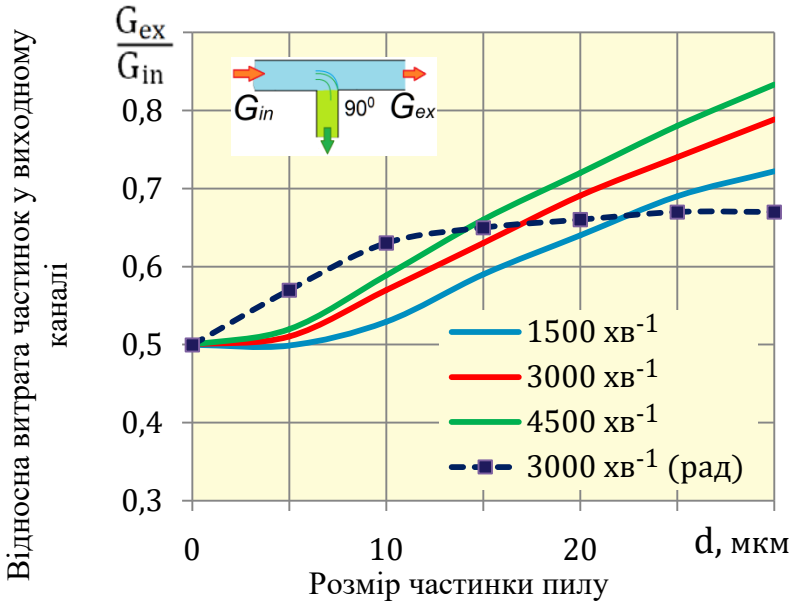


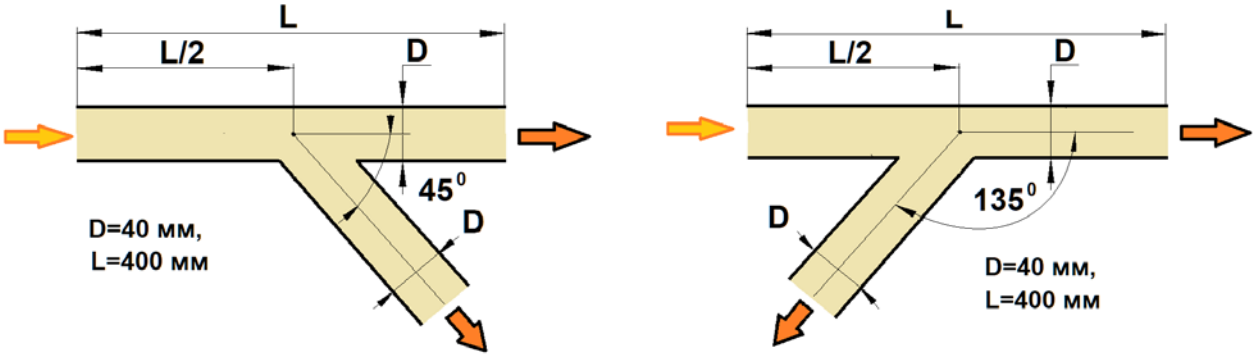

Рисунок 4.18 – Результати моделювання 2-фазної течії з бічним відводом $90^0$ у порівнянні з результатами розрахунку руху частинок по радіусу (рад): відносна витрата частинок на виході в залежності від розмірів частинок пилу для різних режимів роботи двигуна

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 [53, 55, 232, 336] – пояснити характер пошкоджень та встановити причину несправності при деяких видах нерівномірного абразивного зношування деталей циліндро-поршневої групи та клапанного механізму.

Оскільки порівняння результатів виконано для кута бокового відведення $90^0$, 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.

### 4.2.2. 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.




а б

Рисунок 4.19 – Геометрія каналу з бічним відводом: а – кут $45^0$ ; б – кут $135^0$

Моделювання течії для кутів $45^0$ і $135^0$ (рис.4.19) було виконано за

допомогою програмного комплексу версії ANSYS Student аналогічно тому, як це було зроблено вище для кута відведення $90^0$, тобто з тими ж вихідними даними, в тому числі:

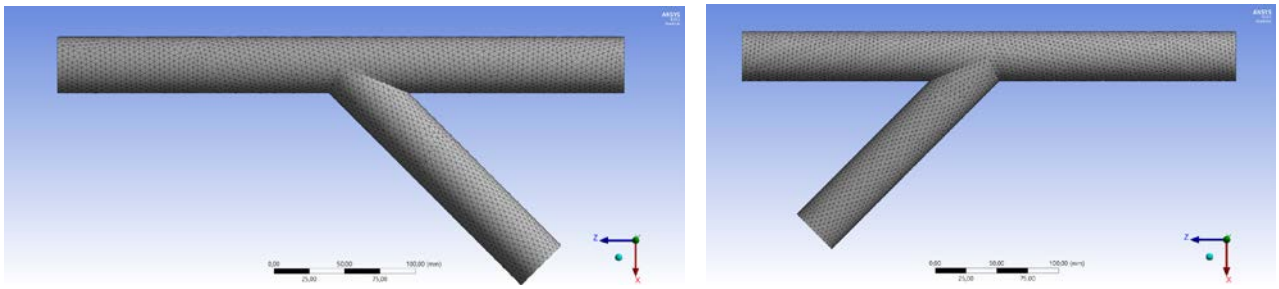
1) розмір частинок – 5, 10, 20, 30 мкм,

2) швидкість повітря на вході – 5, 10, 15 м/с,

3) масова витрата частинок на вході – $4{,}44 \cdot 10^{-9}$ кг/с,

4) модель турбулентності – k-ε, модель двофазної течії – Eulerian.

Сіточна модель каналів з відводами показана на рис.4.20, основні стадії розрахунку зберігалися такими ж, як зазначено вище для відводу $90^0$.

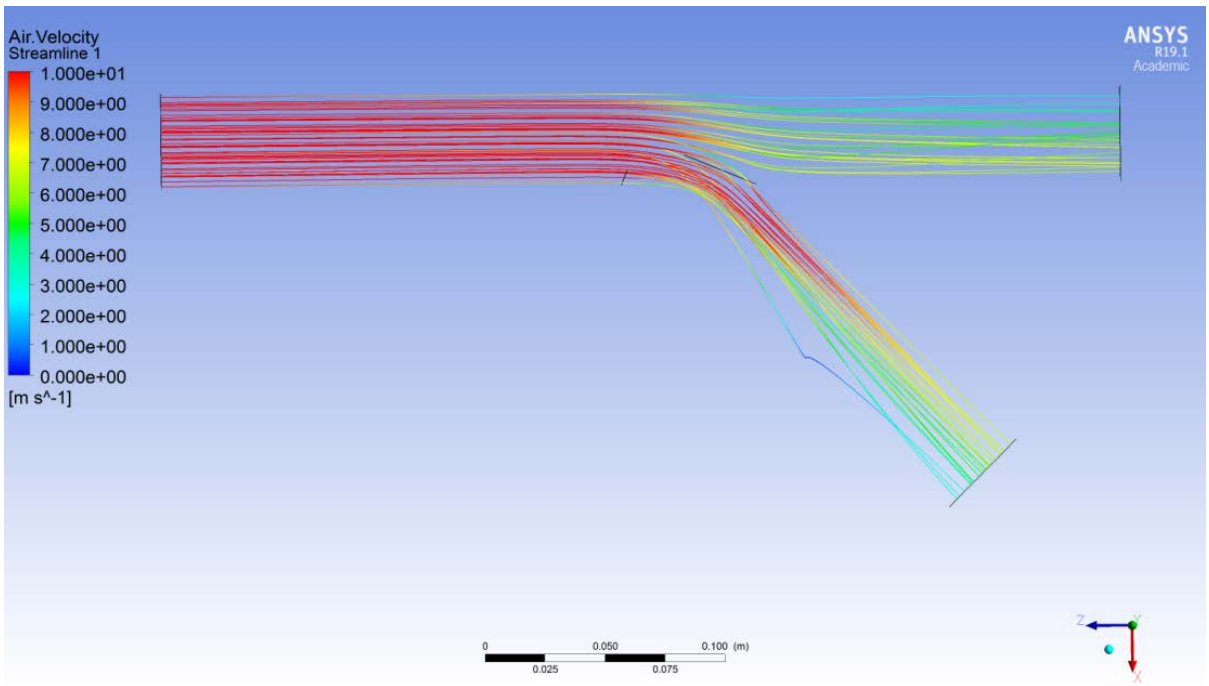


а б

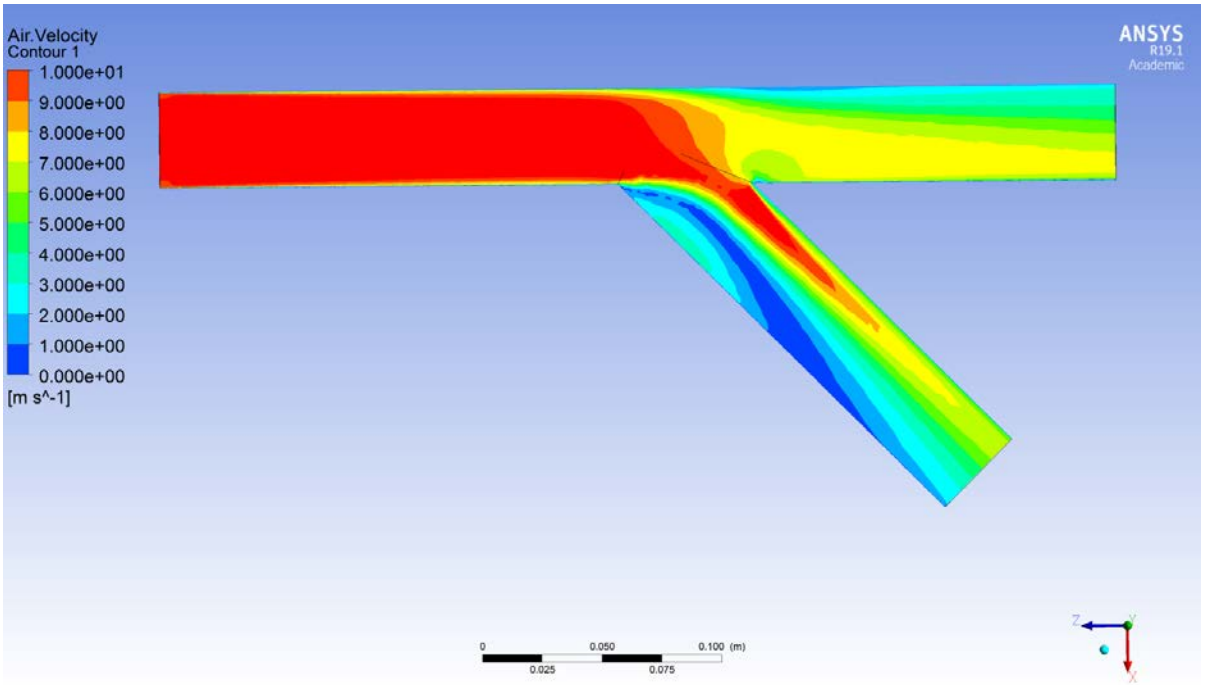
Рисунок 4.20 – Скінченно-об'ємна сітка: а – відвід $45^0$, кількість елементів – 165317, б – відвід $135^0$, кількість елементів – 165019

В результаті розрахунків були отримані лінії току та швидкості повітря (рис.4.21 та 4.22) для заданих кутів відводів у всьому діапазоні швидкостей на вході.

Привертає увагу поява вихору при повороті потоку на $135^0$ (рис.4.22) на противагу набагато плавнішого повороту $45^0$ (рис.4.21). Очевидно, що наявність вихору впливатиме і на траєкторії частинок, що підтвердилося у розрахунках (рис.4.23) – частинки пилу, особливо дрібні, повторюють характер течії повітря. Водночас рух частинок пилу у відводі $45^0$ (рис.4.24) такий же плавний, як і рух повітря.

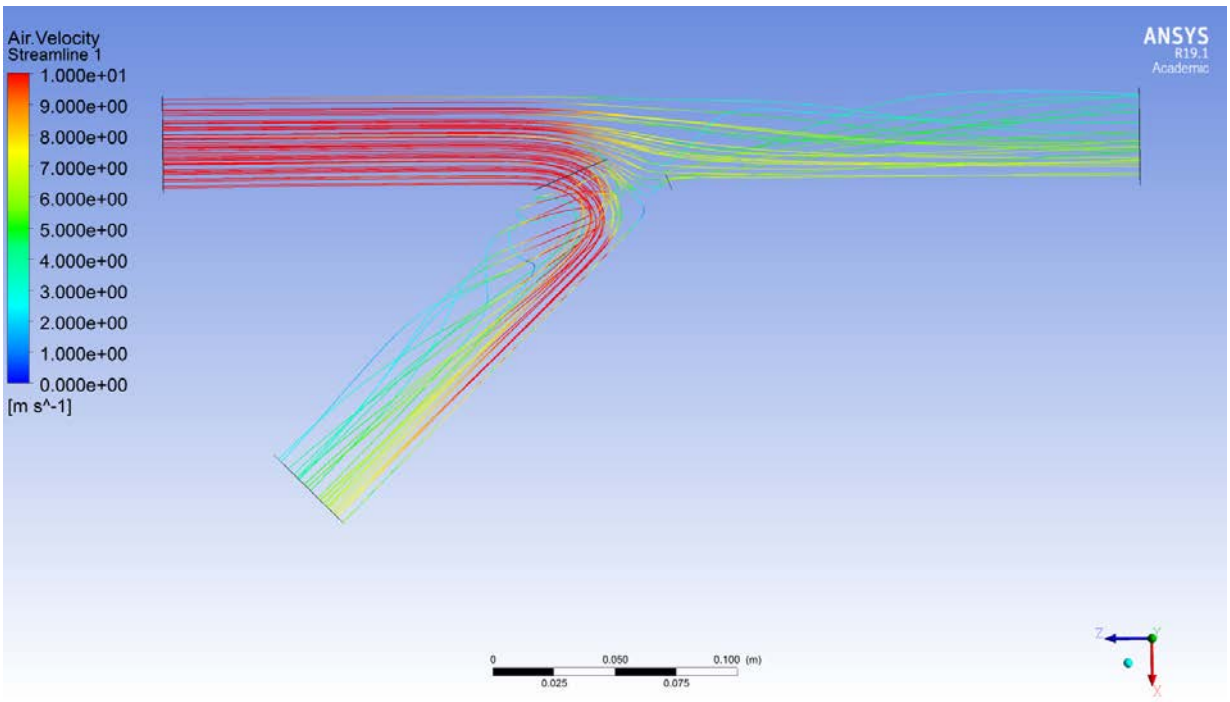



а

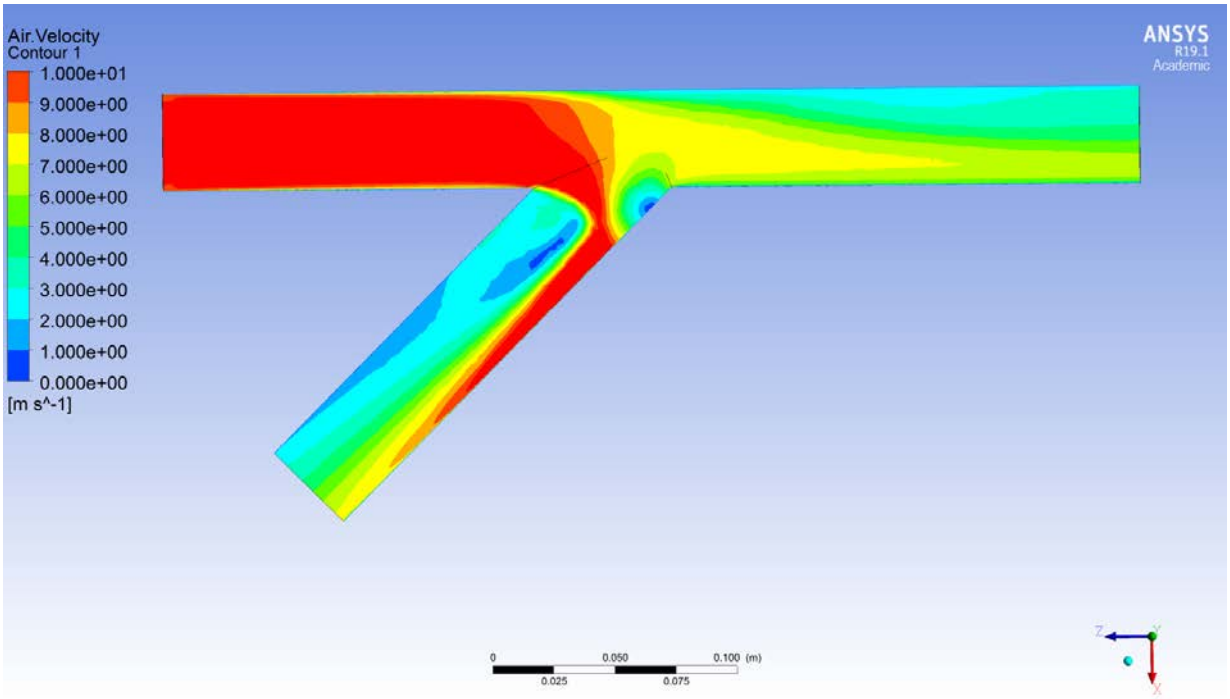



б

Рисунок 4.21 – Течія повітря у відводі $45^0$ при швидкості на вході 10 м/с:
а – лінії току ; б – поля швидкостей повітря

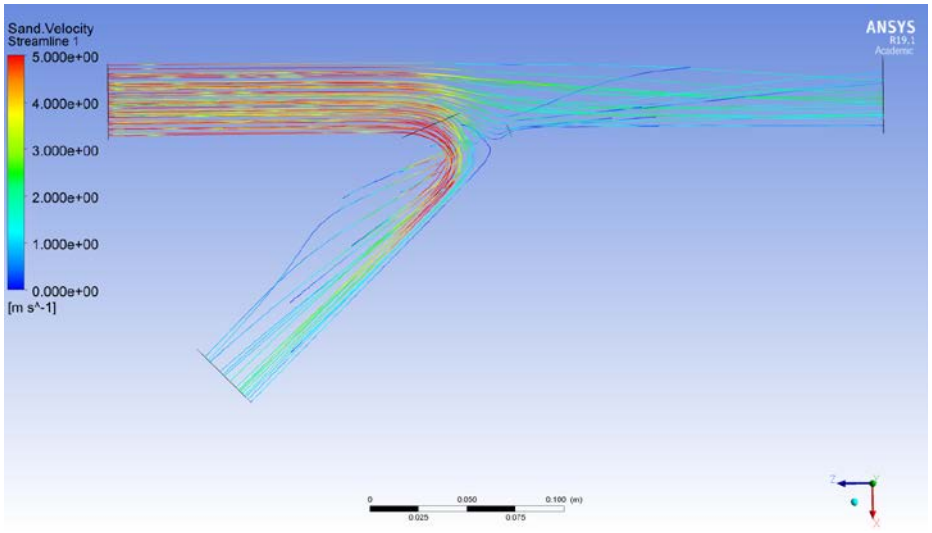



а

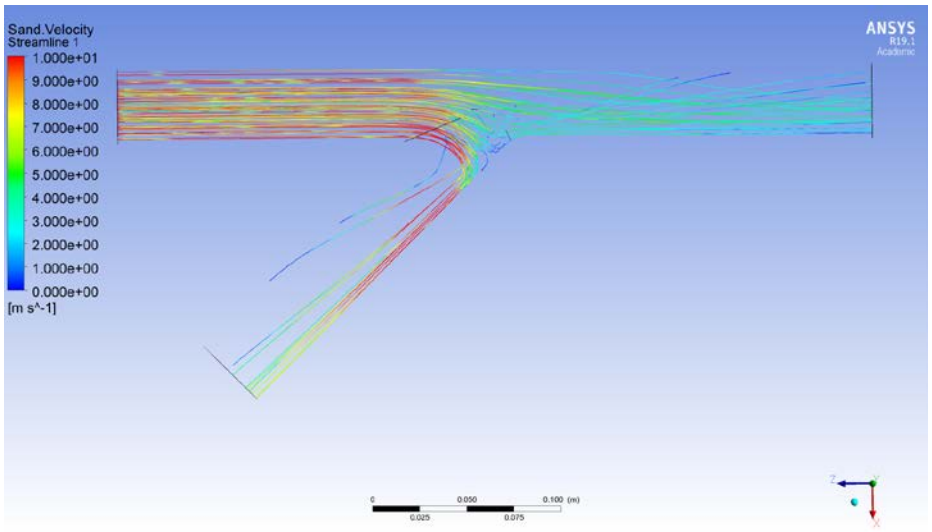



б

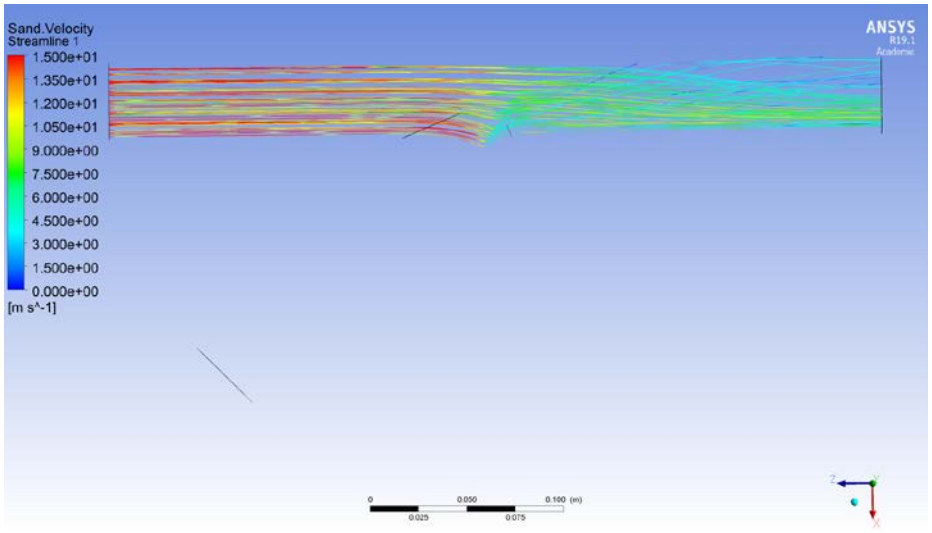
Рисунок 4.22 – Течія повітря у відводі $135^0$ при швидкості на вході 10 м/с: а – лінії току; б – поля швидкостей повітря




а

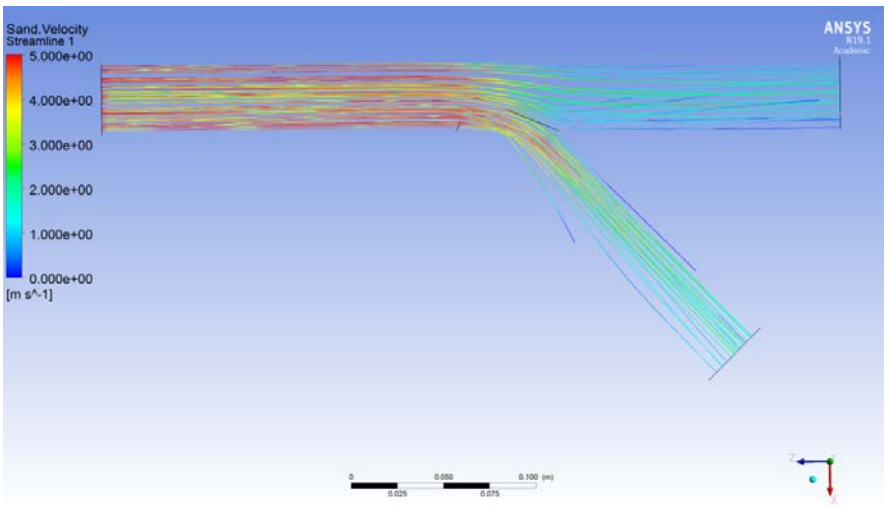



б

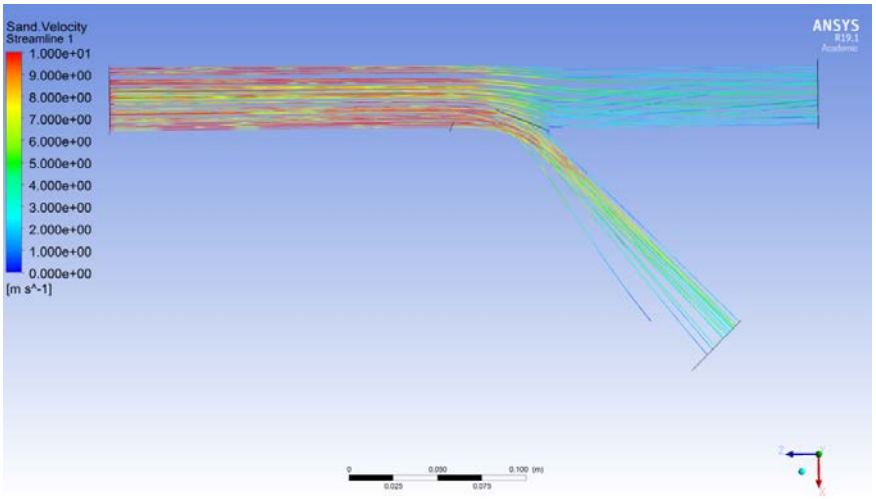



в

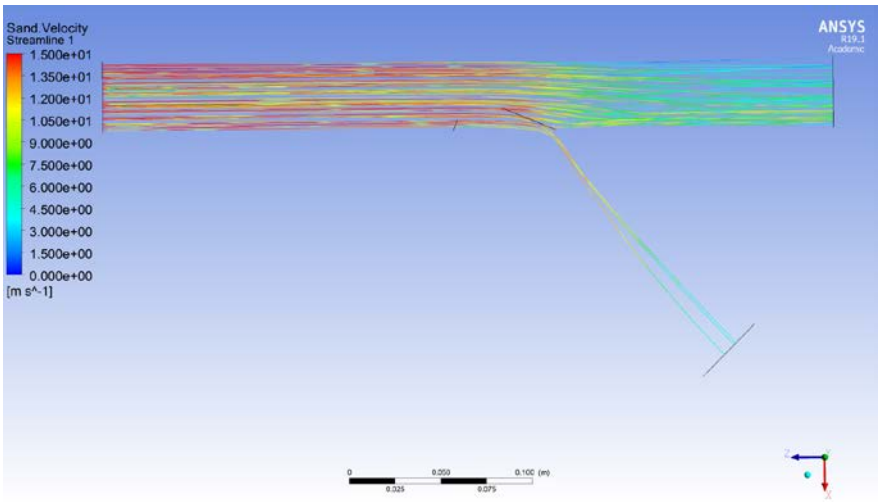
Рисунок 4.23 – Лінії току частинок пилу у відводі $135^0$ при різних швидкостях повітря та розмірах частинок: а – $d$ = 5 мкм, $v$ = 5 м/с, б – $d$ =10 мкм, $v$ =10 м/с, в – $d$ = 30 мкм, $v$ =15 м/с




а




б




в

Рисунок 4.24 – Лінії току частинок пилу у відводі $45^0$ 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 в розділі 4.1, 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 $135^0$ значна частина дрібних (5 мкм) частинок повертає у бічний відвід разом з повітрям (рис.4.23). 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 $45^0$ навіть при високій швидкості (15 м/с) ще залишається деяка кількість великих частинок (30 мкм), які відхиляються в бічний відвід (рис.4.24).

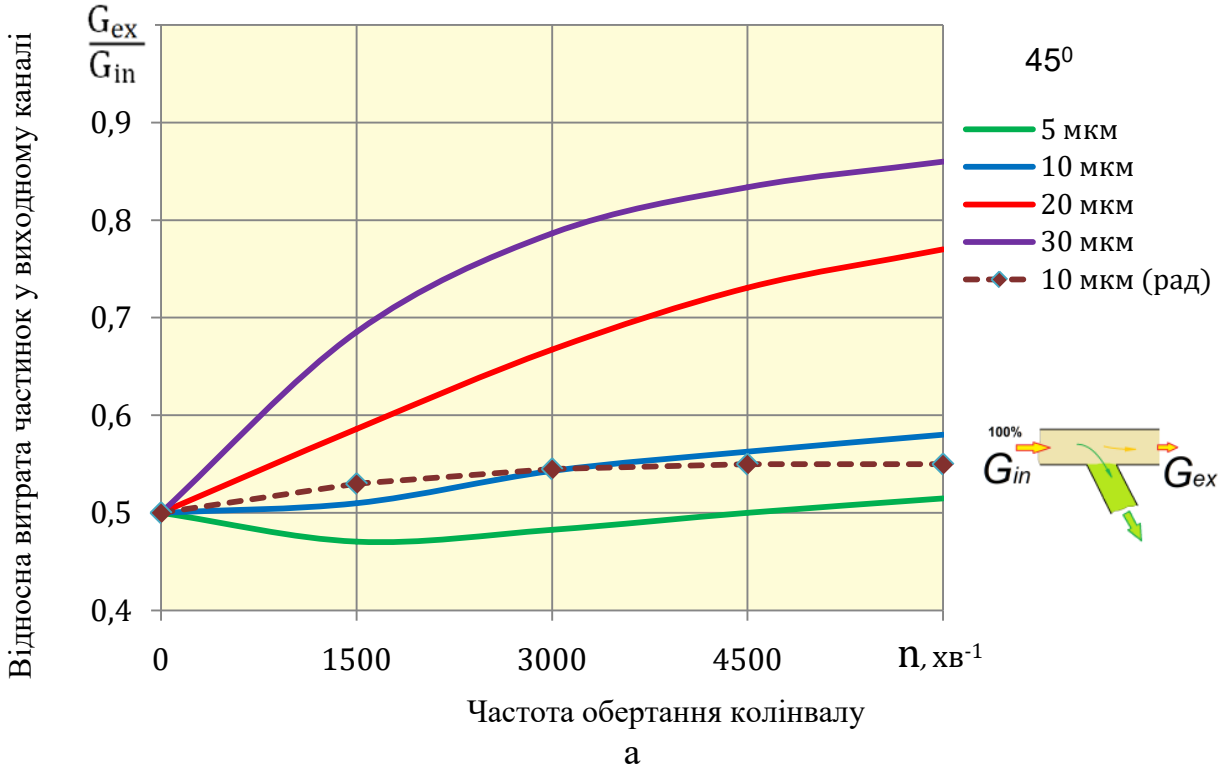
Основні результати розрахунків для всіх досліджених кутів відводів зведені в таблицю (табл.4.1), де можна бачити витрати повітря і частинок, які розраховані з допомогою вбудованого решателя програми [363, 374].

Вплив швидкості потоку та розміру частинок на їх розподіл за каналами добре видно на рис.4.25. Для порівняння на графіки нанесені також криві, отримані для середніх розмірів частинок (10 мкм) за допомогою "радіусної" моделі. При цьому для кута відводу $45^0$ збіг задовільний, помилка не перевищує 7% у всьому діапазоні режимів (рис.4.25а). Однак при великому куті відводу (рис.4.25б) помилка "радіусної" моделі виходить прийнятною (трохи більше ніж 10%) лише на знижених режимах (при середніх і малих швидкостях повітря).

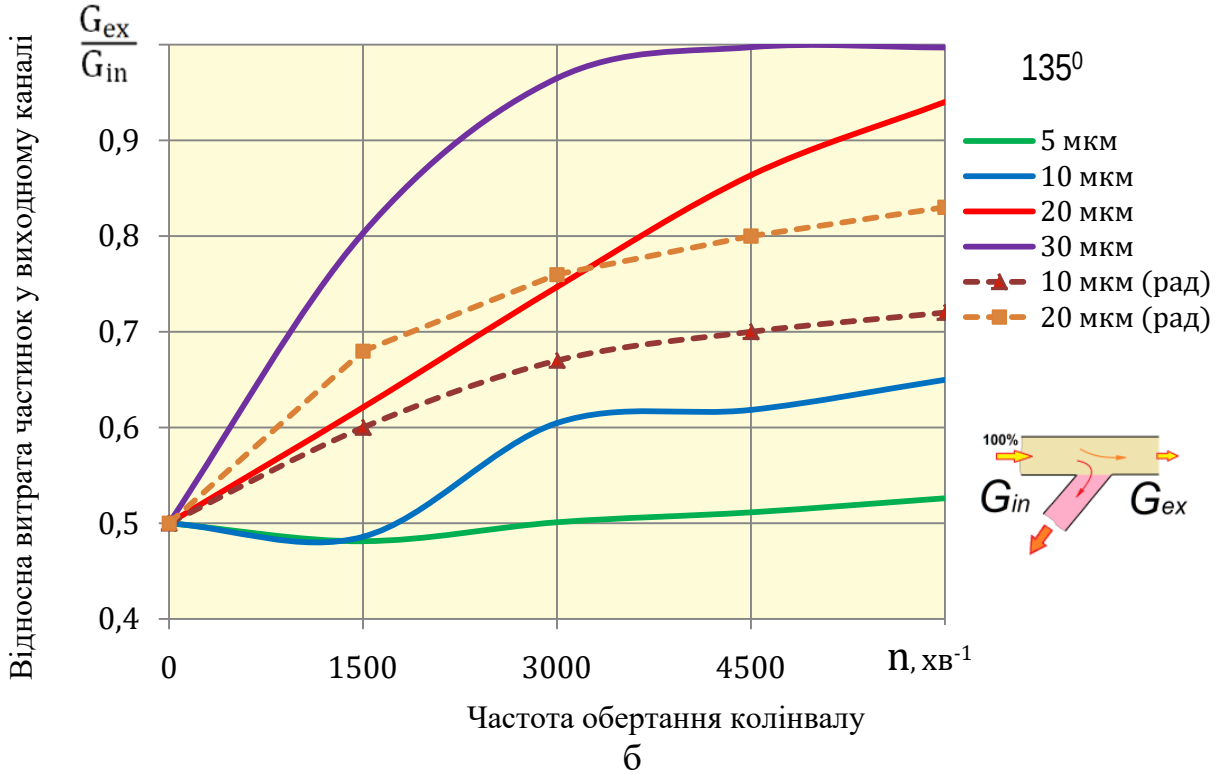
Для наближеної оцінки розподілу частинок за циліндрів у колектора з послідовним розташуванням бічних відводів (рис.4.6) можна скористатися співвідношеннями (4.13).

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку витрат повітря та частинок за відводами

| Розмір частинок, мкм | Масова витрата частинок, кг/с, е-09 | | Масова витрата повітря, кг/с | |
|---|---|---|---|---|
| | Прямий відвід $45^0$ $90^0$ $135^0$ | Бічний відвід $45^0$ $90^0$ $135^0$ | Прямий відвід $45^0$ $90^0$ $135^0$ | Бічний відвід $45^0$ $90^0$ $135^0$ |
| V = 5 м/с | | | | |
| 5 | 2.08 2.25 2.18 | 2.34 2.26 2.35 | 0,0039 0.0039 0,0038 | 0,0038 0.0037 0,0038 |
| 10 | 2.3 2.35 2.23 | 2.21 2.09 2.36 | | |
| 20 | 2.62 2.86 2.85 | 1.85 1.61 1.74 | | |
| 30 | 3.18 3.17 3.61 | 1.46 1.22 0.886 | | |
| V = 10 м/с | | | | |
| 5 | 2.22 2.19 2.20 | 2,38 2.10 2.19 | 0,0079 0.0078 0,0077 | 0,0074 0.0074 0,0076 |
| 10 | 2.34 2.55 2.89 | 1,97 1.81 1.89 | | |
| 20 | 3.07 3.17 3.36 | 1,53 1.42 1.14 | | |
| 30 | 3.44 3.50 3.96 | 0.935 0.939 0.144 | | |
| V = 15 м/с | | | | |
| 5 | 2.3 2.1 2.22 | 2.3 2.27 2.12 | 0,0119 0.0118 0,0116 | 0,0110 0.0112 0,0113 |
| 10 | 2.56 2.65 2.69 | 1.99 1.85 1.66 | | |
| 20 | 3.23 3.24 3.97 | 1.19 1.26 0.628 | | |
| 30 | 3.66 3.55 4.45 | 0.73 3.55 0.0117 | | |




а




б

Рисунок 4.25 – Результати моделювання 2-фазної течії як відносна витрата частинок на виході з прямого каналу в залежності від розмірів частинок для різних режимів роботи двигуна у порівнянні з результатами розрахунку руху частинок за радіусом (рад): а – з бічним відводом $45^0$; б – з бічним відводом $135^0$

На рис.4.26 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.4.26) з даними, отриманими за допомогою "радіусної" моделі (рис.4.6) мають близький якісний характер, проте 3D-модель показує сильнішу залежність перерозподілу частинок при зміні їх розміру та швидкості.

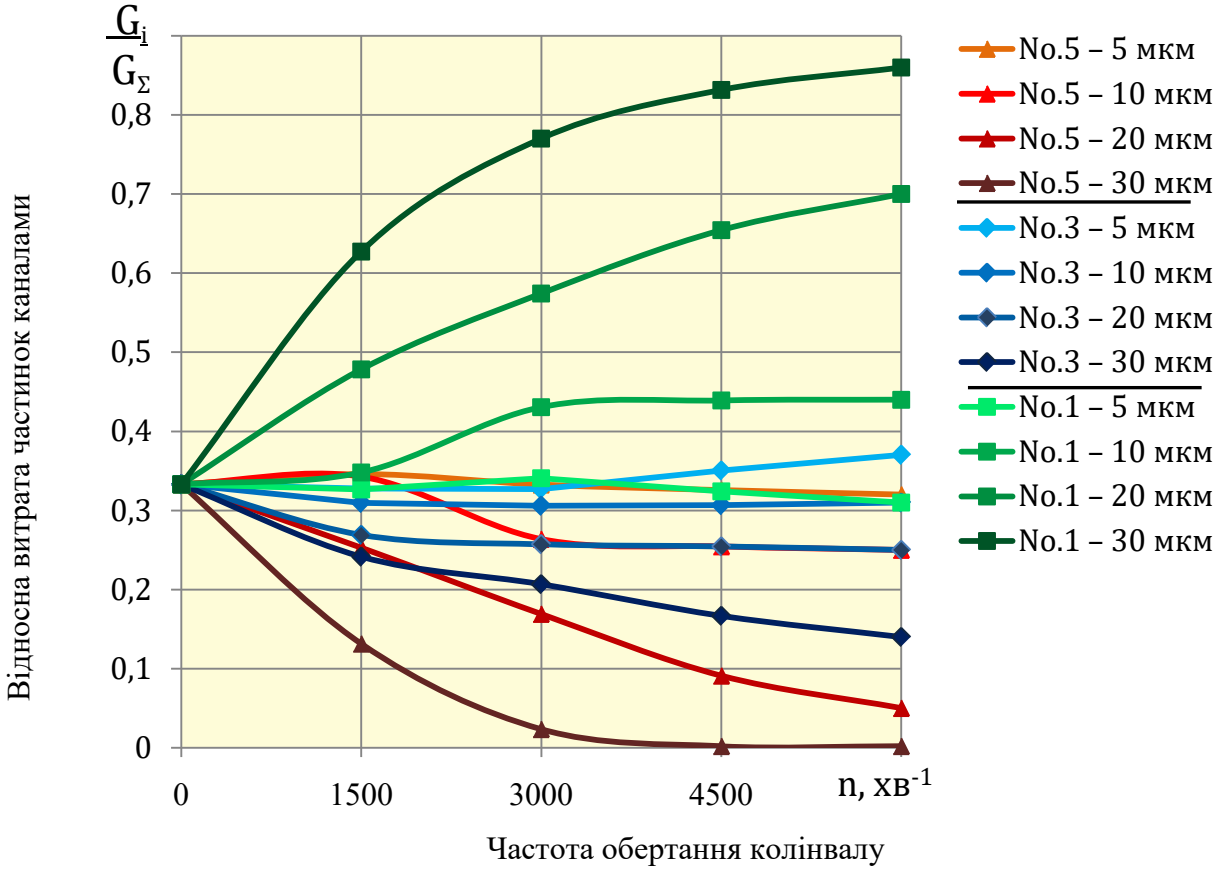



Рисунок 4.26 – Перерозподіл пилу по циліндрах №1, №3 і №5 частинок розміром 5, 10, 20 і 30 мкм при різній частоті обертання коленвала для колектора з послідовно розташованими відводами

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.4.7) та моделювання (рис.4.26), 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.

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 автотехнічних досліджень 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.

## 4.3 Метод розрахунку температури головки клапана при зміні режимів, що визначаються програмою регулювання фаз газорозподілу

При проведенні 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 [251]. З погляду відомих теорій [225, 284, 351, 409] та практичного досвіду [137, 183, 211, 316, 355, 401] 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 [134]. В цьому випадку як приклад розглянуто спеціальний кулачковий механізм зміни фаз впуску (рис.4.27), що забезпечує не тільки зміну підйому, але і тривалість відкритого стану впускних клапанів (фази впуску).

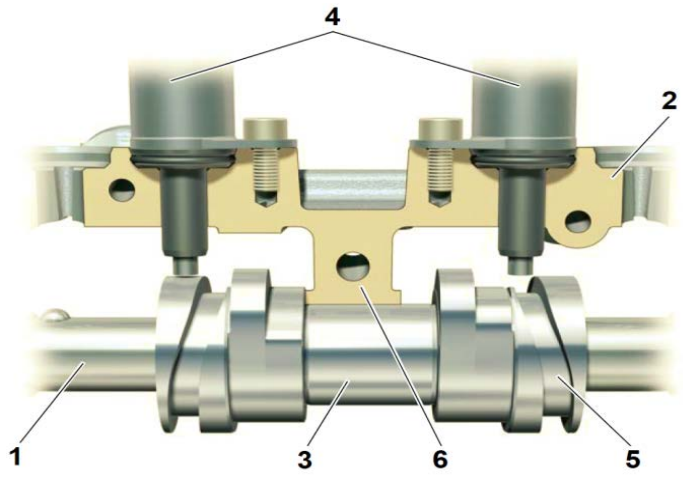



Рис.4.27 – Конструктивна схема механізму зміни фаз впуску досліджуваного двигуна [134]: 1 – розподільний вал, 2 – корпус, 3 – встановлений на шліцях рухомий блок кулачків, 4 – керуючі електромагніти, 5 – канавка для осьового зсуву блоку кулачків, 6 – осьовий підшипник

Конкретне конструктивне виконання механізму має у разі другорядне значення, важливішим є закон регулювання висоти підйому клапана і тривалості відкритого стану (фази) впуску. Так, у розглянутої конструкції система регулювання підтримує незмінну висоту підйому і тривалість відкритого положення одного впускного клапана в кожній камері згоряння. 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 пізнє, а фаз випуску – у більш раннє становище.

Зміна фаз газорозподілу проводиться ступенево згідно з програмою регулювання [134], в якій обидва впускні клапани одночасно відкриваються, але можуть закриватися в різний час в залежності від режиму роботи двигуна (рис.4.28).

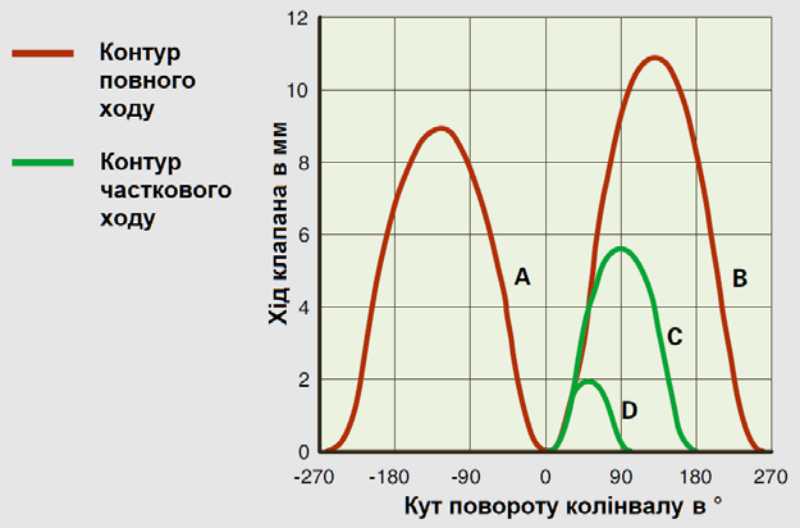



Рисунок 4.28 – Програма регулювання фаз газорозподілу досліджуваного двигуна

Згідно з програмою регулювання двигуна [134], 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 [95, 251] використовувалася відома програма Lotus Engine Simulation (LES [253, 319]). 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 (1.38) для зміни (прирощення) тиску $p$ і температури $T$ газу в циліндрі по куту повороту $\varphi$ колінчастого вала.

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 багатоциліндрову модель, для цього цілком підходить і спрощена 1-циліндрова модель (рис.4.29).

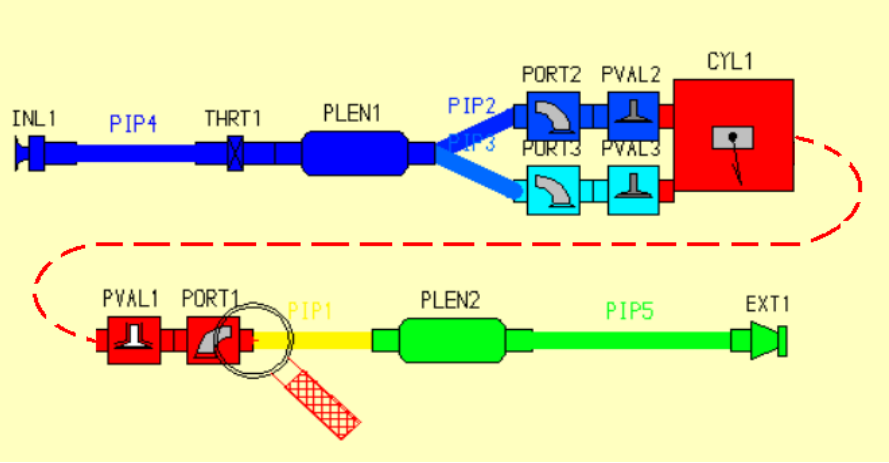



Рисунок 4.29 – 1-циліндрова геометрична модель двигуна у програмі Lotus Engine Simulation з можливістю завдання різних підйомів та фаз у двох впускних клапанів

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 см3

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 виконувались для частот обертання 1000-6000 хв$^{-1}$ з кроком 1000 хв$^{-1}$ при повному навантаженні та 3-х різних варіантах фаз впускних клапанів згідно зі схемою регулювання виробника двигуна (рис.4.28), 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.4.30),

3) один клапан має мінімальний підйом 18% від максимального та на 66% зменшену тривалість відкритого положення.

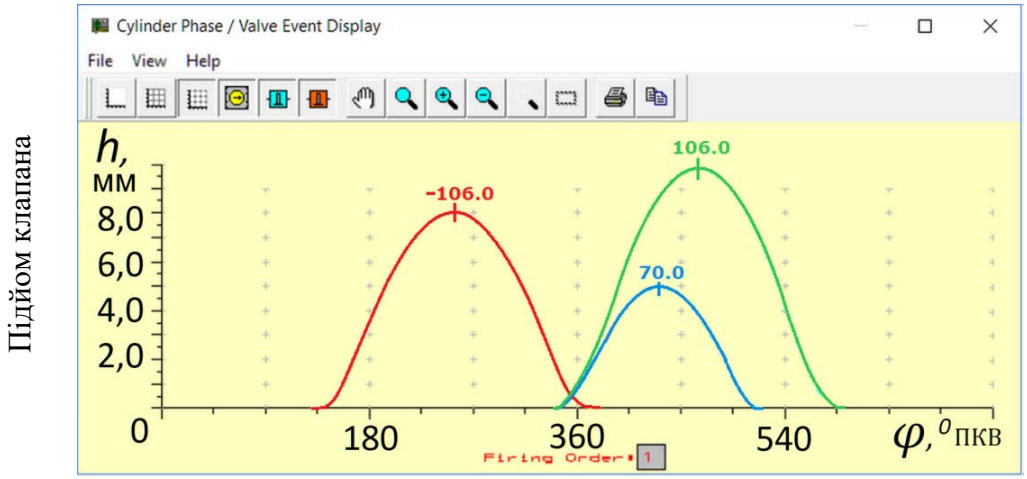



Рисунок 4.30 – Завдання фаз газорозподілу для розрахунку: показаний варіант зі зменшеним підйомом та тривалістю відкритого стану одного із впускних клапанів

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.

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 за програмою Lotus Engine Simulation представлені у вигляді графіків залежності миттєвих параметрів повітря та газу в характерних перерізах, включаючи циліндр та всі трубопроводи (рис.4.31, 4.32). Крім цього, всі миттєві значення тисків, температур та швидкостей зберігалися у вигляді таблиць Excel з кроком по куту повороту колінвала $2^0$.

Після отримання даних за параметрами за цикл було виконано попередній аналіз результатів розрахунку, у тому числі за наявності відмінностей протягом повітря біля впускних клапанів.

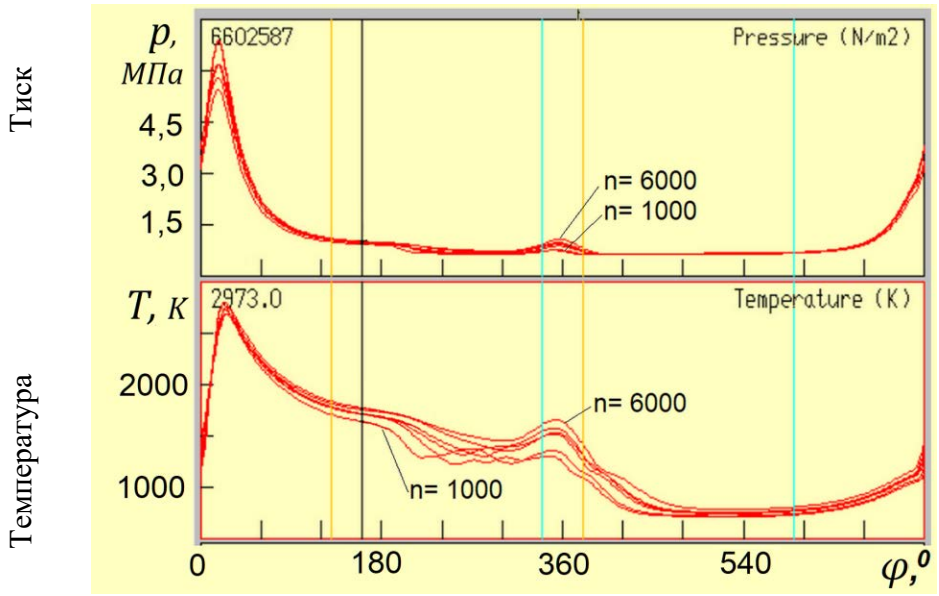
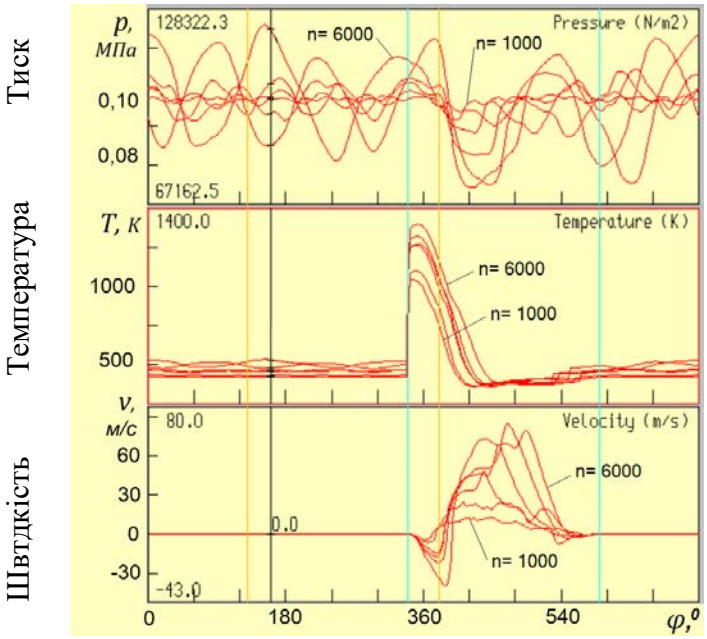


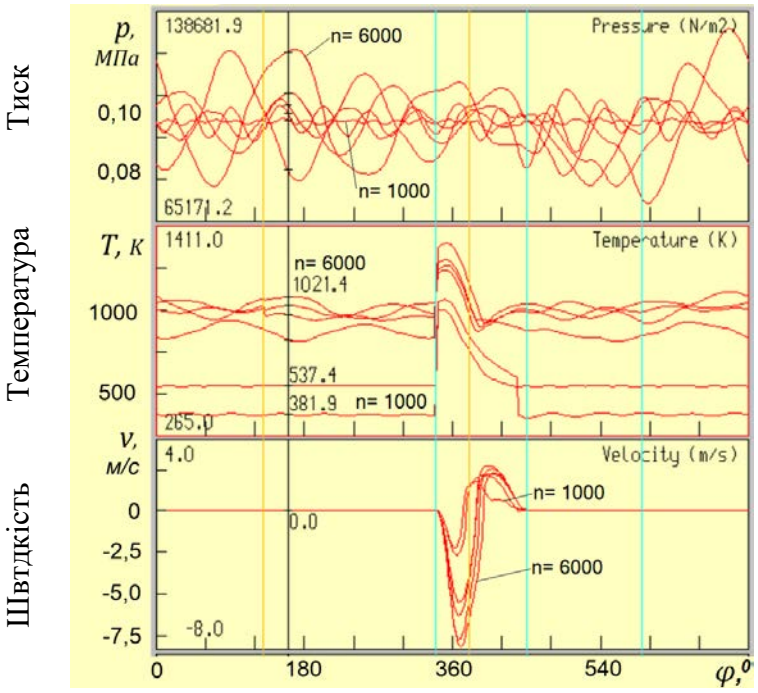

Рисунок 4.31 – Зміна тиску та температури газу в циліндрі по куту повороту колінчастого валу в діапазоні частот обертання 1000-6000 хв$^{-1}$, отримано при розрахунку для випадку, коли обидва клапани відкриваються синхронно

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.4.33).




Кут повороту колінвалу

Рисунок 4.32 – 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)




Кут повороту колінвалу

Рисунок 4.33 – Те саме, що і на рис.4.32, 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

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.

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 $T_в$ 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.

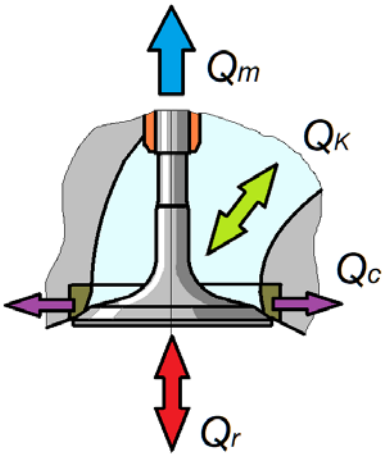



Рисунок 4.34 – Теплова розрахункова схема впускного клапана

Розглянемо тепер стандартну схему нагрівання-охолодження клапана (рис.4.34), яка є так звані теплові граничні умови для головки циліндрів [3, 157, 188, 415].

З рівняння теплового балансу для клапана випливає зміна його внутрішньої енергії $dU$ за часом $d\tau$ у процесі нагрівання-охолодження згідно з рівнянням (1.16). При цьому кількість теплоти, яка підводиться та відводиться від головки клапана у різних процесах, описується рівняннями (1.20).

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 (1.26). Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від головки клапана до повітря з боку впускного каналу використовувалося критеріальне рівняння (1.28), 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 [411], 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 [95, 251], що амплітуда коливань швидкості повітря у головки клапана (на відстані 30 мм) на різних режимах роботи двигуна із заданою геометрією (рис.4.35) 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 х хв / с].

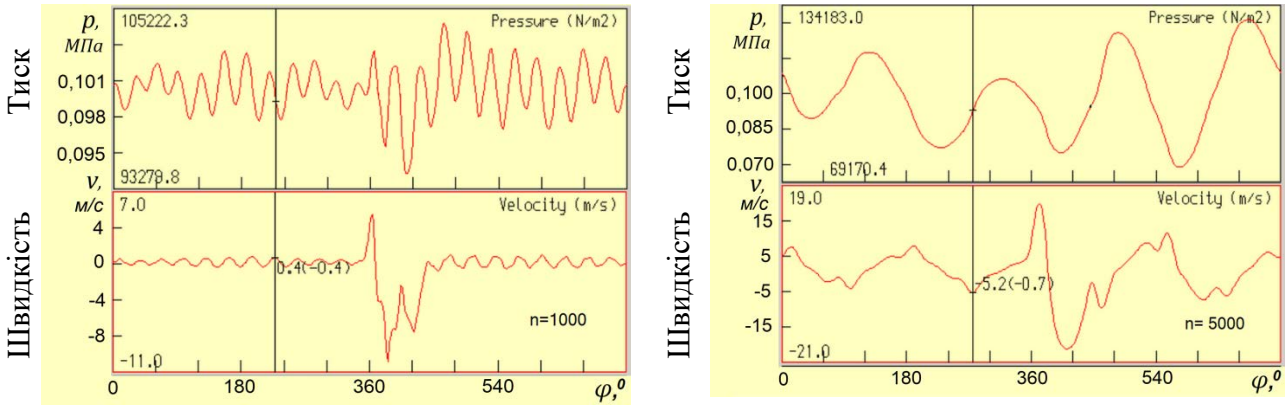



Рисунок 4.35 – Коливання тиску та швидкості повітря по куту повороту колінвала у впускному каналі в 30 мм від закритого впускного клапана: а – при 1000 хв$^{-1}$; б – при 5000 хв$^{-1}$

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 х 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 (1.22). Для розрахунків відношення коефіцієнта теплопровідності середовища, що заповнює міжконтактні проміжки, до наведеного коефіцієнта теплопровідності було прийнято приблизно рівним $\lambda_{ср} / \lambda_{пр}$ = 110 х 10$^{-4}$, границя міцності матеріалу сідла $\sigma_B$ = 500 МПа, ширина фаски сідла $c$ =1,0 мм . Тиск контакту $p_\phi$ визначався за формулою (1.23) при вугіллі фаски клапана $\alpha_K$ =45$^0$ і зусилля попереднього натягу пружини клапана $R_s$ =50 Н.

Визначити надійне значення товщини відкладень на сідлі, які прийняті за характерний розмір у критеріальному рівнянні (1.22), без експериментальних даних двигуна досліджуваного типу не вдасться. Тому просто обчислити коефіцієнт контактного теплообміну за формулою (1.24) також неможливо.

Однак для якісної картини можна встановити наближену залежність, якщо виключити визначення невідомої товщини.

В роботах [3, 411] 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:

$$\alpha_c = A\, p^{0,43}. \qquad (4.14)$$

Тепер, якщо проводити розрахунки теплообміну з різними значеннями А, можна знайти залежність температури впускного клапана від коефіцієнта А. Далі, якщо температура клапана на якомусь характерному режимі відома, можна прийняти значення коефіцієнта А для цього режиму і для всіх наступних розрахунків постійним. Наприклад, відомо [188], що на режимі максимальної потужності температура впускного клапана зазвичай не перевищує 400-420$^0$С (673-693К). Звідси після попереднього розрахунку було обрано значення 660К і відповідне значення $A$ = 6,0 (рис.4.35).

Для перетворення рівняння (1.16) до зручного для розрахунків виду необхідно врахувати, що час пов'язаний з кутом повороту колінвала залежністю $\varphi = \omega\, \tau$, звідки:

$$d\tau = \frac{30}{\pi n} \times d\varphi \ . \qquad (4.15)$$

Тоді із рівняння (1.16) з урахуванням рівняння (1.14):

$$C_p m\, dT_V = \left(Q_r - Q_c - Q_K - Q_T\right) d\tau \ , \qquad (4.16)$$

звідки

$$\frac{dT_V}{d\varphi} = \frac{\pi n}{30 C_p m}\left(Q_{r\text{ к}} - Q_{c\text{ т}} - Q - Q\right). \qquad (4.17)$$

Тепер з урахуванням всіх складових теплових потоків (1.20) може бути отримано рівняння для розрахунку швидкості зміни температури головки клапана по куту повороту колінвала:

$$\frac{dT_V}{d\varphi} = \frac{\pi n}{30 C_p m}\left\{\frac{\pi D^2}{4}\left[\alpha_{r\,к}\left(T - T_V\right)_к - \alpha\left(T_V - T\right)\right] - \left(\pi\, c\, D\, \alpha_c - \frac{\pi\lambda d^2}{4h}\right)\left(T_V - T_c\right)\right\}. \quad (4.18)$$

Дане рівняння можна чисельно інтегрувати будь-яким із відомих методів. Для цього завдання, з урахуванням наближеного характеру обчислень, цілком підходить випробуваний вище метод Ейлера (1.44).

Рівняння (1.44) з урахуванням (4.18) вирішується із завданням початкового значення температури головки клапана послідовно для всіх точок циклу. Далі після розрахунку зміни температури по всьому циклу із заданим кроком ($2^0$ ПКВ) 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.

На рис.4.36 наведено результат розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі для режиму n = 6000 $хв^{-1}$ при повному відкритті 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 даними з [3, 230, 403, 409, 411].

Розрахунки далі були проведені всім підйомів впускного клапана і фаз впуску при різній частоті обертання, їх результати представлені на рис.4.37.

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.4.33.

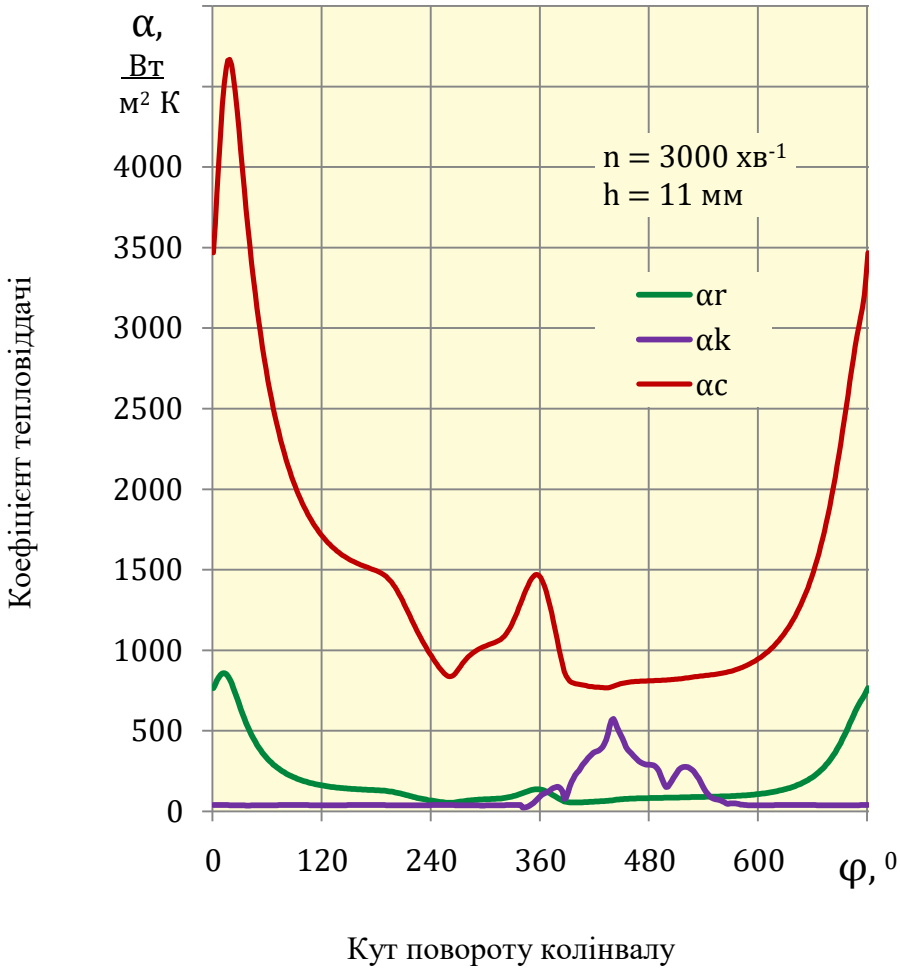



Рисунок 4.36 – Отримана у розрахунку зміна миттєвих коефіцієнтів тепловіддачі за циклом при $n$ = 6000 хв$^{-1}$ у варіанті повного відкриття впускного клапана (температура головки клапана $T$ = 660К)

Слід зазначити, що виявлена тенденція зростання температури впускного клапана підтверджується рекомендацією виробника досліджуваного двигуна [134]. 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 хв$^{-1}$.

Згідно з результатами розрахунку, температура головки впускного клапана при його неповному відкритті та частоті вище 4000 хв$^{-1}$ перевищує 700К. Оцінимо це граничне значення, порівнявши його з відомими даними про властивості клапанних сталей [41, 50, 233].

Найбільш поширеною клапанною сталлю для виготовлення впускних клапанів бензинових двигунів є сталь X45CrSi93 (40X9C2).

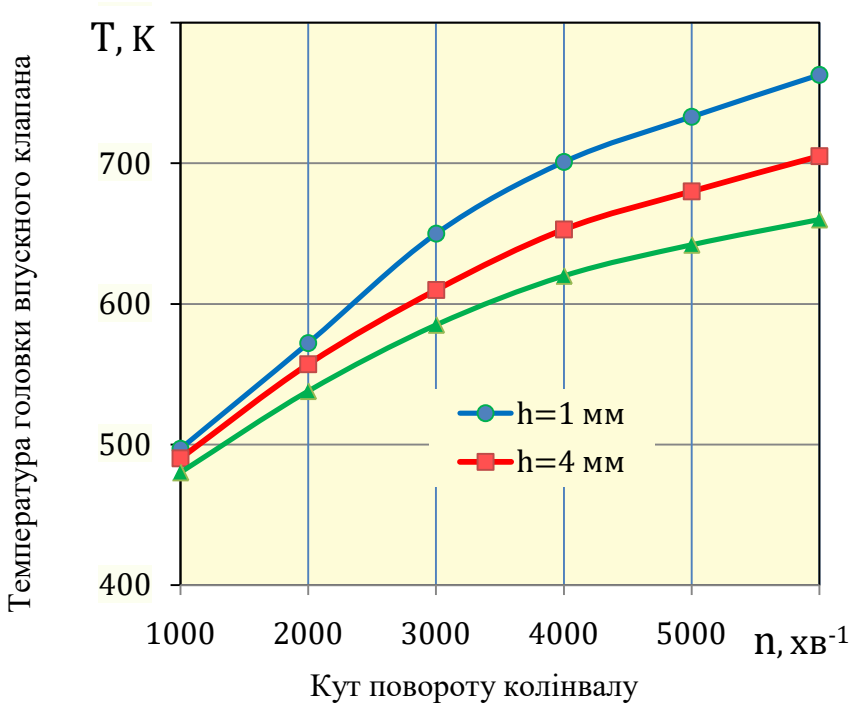



Рисунок 4.37 – Залежність температури головки впускного клапана від його підйому (і тривалості відкритого стану) зі збільшенням частоти обертання

Температурні властивості цієї сталі такі (табл.4.2), що після нагрівання вище $500^0$C (773K) у ній починають виявлятися ознаки повзучості, і вже за температури вище $550^0$C її застосування стає неможливим. Цим пояснюється обмеження застосування цієї сталі саме для впускних клапанів, які в процесі роботи не повинні нагріватися вище $450^0$C (723K).

Таблиця 4.2 – Властивості стали X45CrSi93 (ISO 685-15:1992 [233])

| Параметри | Температура, $^0$C | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 20 | 500 | 550 | 600 |
| Границя тимчасової міцності, Н/мм$^2$ | 930 | 660 | 580 | 430 |
| Границя плинності, Н/мм$^2$ | 670 | 455 | 420 | 370 |
| Границя повзучості, Н/мм$^2$, при деформації 1% за 10000 год. | - | 216 | 127 | - |

Таким чином, розрахункова температура, до якої нагрівається прикритий клапан впуску при частоті обертання вище 4000 хв$^{-1}$, може перевищувати

рекомендований температурний діапазон застосування клапанної сталі X45CrSi93.

Як це випливає з характеру пошкодження клапанів [103, 251], 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 (4.18) зменшену ширину фаски.

Результати розрахунку з різною шириною фаски, у відсотках від номінальної (рис.4.38), 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.

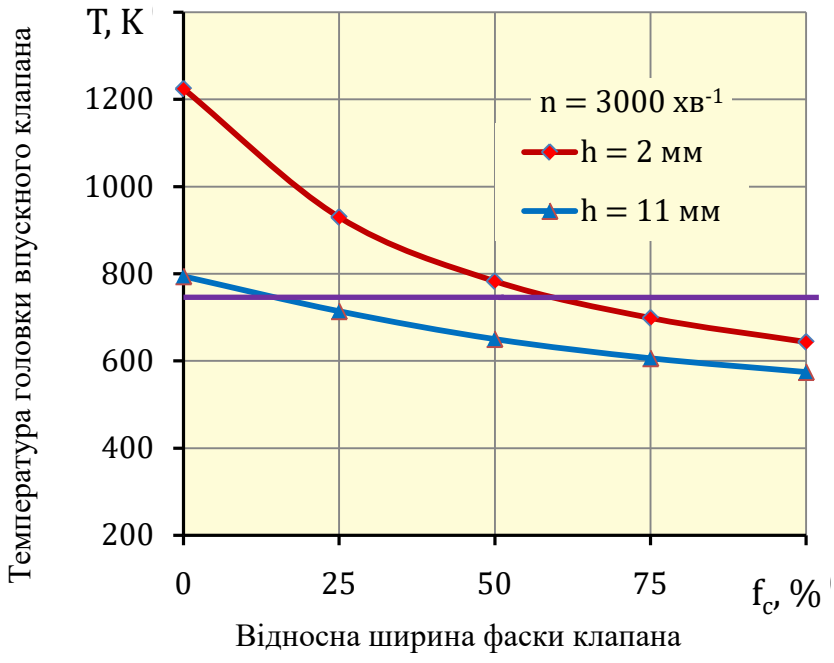



Рисунок 4.38 – Моделювання зміни температури клапана при його деформації: якщо клапан з мінімальним підйомом $h$ = 2 мм може бути пошкоджений при відносному зменшенні ширини фаски $f_c$ у 2 рази, то клапан з максимальним підйомом $h$ = 11 мм перегріється лише при майже повній втраті контакту з сідлом

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.

## Висновки за розділом

1. При використанні методів диференціювання та чисельного інтегрування розроблено та вирішено математичну модель руху частинок по криволінійній траєкторії та перерозподілу пилу внаслідок інерції у впускній системі з розгалуженими каналами, що дозволяє встановити відносну кількість пилу, що нерівномірно розподіляється за елементах конструкції впускної системи. В результаті моделювання, що раніше не проводилося, встановлено, що навіть при нормальному стані повітряного фільтра ресурс двигуна може бути знижений в кілька разів тільки коштом перерозподілу внаслідок центрифугування більше ніж 50% пилу в найдальший по потоку канал впускної системи, причому ефект центрифугування тим сильніше, чим більше розміри частинок, кут відхилення потоку в бічному відводі та режими роботи двигуна.

2. Розроблено математичну модель двофазної течії повітря з частинками пилу у впускній системі двигуна при порушеннях умов експлуатації автомобіля. Дослідження моделі показують, що частинки пилу малого розміру до 5 мкм рівномірно розподіляються по всіх лініях току повітря, які спрямовані до

циліндрів. При збільшенні розмірів частинок пилу до 30 мкм і швидкості течія повітря до 15 м/с, розподіл частинок пилу за лініями току повітря стає нерівномірним і залежить від конфігурації та кутів повороту відводів впускного колектора. При кутах повороту близьких до $135^0$, $90^0$, $45^0$ частинки пилу розподіляються відповідно до ліній току повітря, які ведуть до циліндрів, у відношенні 15%, 30%, 55%, що доводить і пояснює вплив газодинамічних процесів у впускній системі двигуна при порушеннях умов експлуатації автомобіля на нерівномірність зношування деталей циліндрів.

3. Розроблено математичну модель розрахунку температурного стану впускних клапанів двигунів з регульованими фазами газорозподілу. В результаті моделювання спільно зі стандартною програмою розрахунку циклу двигуна внутрішнього згоряння Lotus Engine Simulation визначено, що при регулюванні фаз температура головки впускного клапана може перевищувати допустиму температуру $550^0$C, що відповідає режимам повного відкриття клапана, на $100^0$C і більше коштом скорочення у 2-3 тривалості фази впуску та зменшення з 11 до 2 мм висоти підйому клапана. Встановлено, що в таких умовах деформація головок впускних клапанів внаслідок повзучості матеріалу не пов'язана з традиційно званими причинами таких пошкоджень, у тому числі впливом високої температури при порушенні процесу згоряння, а викликана недостатнім охолодженням клапана при відмовах у системі керування, коли не забезпечується своєчасне відкриття клапана зі зростанням частоти обертання та навантаження.

Результати наукових досліджень за даним розділом дисертації опубліковані в роботах [77, 95, 97, 103, 105, 268, 247, 251, 255, 257, 267].

# РОЗДІЛ 5. МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ, ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ І МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО УДАРУ В ЦИЛІНДРАХ ДВИГУНА

## 5.1 Метод розрахунку характеру пошкодження шатуна в залежності від кількості рідини, що надійшла до циліндра при гідроударі

З практики дослідження причин несправностей двигунів внутрішнього згоряння відомо, що однією з вельми поширених причин значних пошкоджень в експлуатації та подальшої непрацездатності (відмови) ДВЗ є потрапляння рідини в циліндр. Таке явище отримало загальну умовну назву – гідроудар [108, 240, 258-259].

Попри 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 в рідину, що викличе його різку зупинку, тобто цей гідроудар з деформацією шатуна і пошкодженням інших деталей [103, 211].

Однак, всупереч досить численним згадкам та докладним описам гідроудару в джерелах інформації [182, 211, 332, 372], жодних кількісних оцінок або 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 автотехнічних досліджень технічного стану транспортного засобу.

Крім того, у відомих джерелах немає жодних даних про вплив кількості рідини на величину та характер деформації деталей – насамперед шатуна. Водночас відомі дослідження деформації шатуна [141, 171, 194, 212, 216, 236,

301, 311-312, 322, 371-372] фактично обмежені тільки самою деформацією і не зачіпають механізм, що її викликає.

При дослідженні причини несправності, якщо вона викликана гідроударом, навіть після вивчення кінцевого стану деталей, неможливо визначити ні кількість рідини, що потрапила в циліндр, ні зв'язати цю кількість з наявними ознаками конкретної причини гідроудару. Внаслідок цього не вдається виявити необхідні причинно-наслідкові зв'язки пошкодження з порушенням умов експлуатації або виробничим дефектом.

Тим часом практика досліджень причин несправностей ДВЗ показує, що в деяких випадках, коли причина пошкодження неочевидна, як неочевидний і тип гідроудару – водяний він, масляний або паливний, додаткові дані не можуть бути зайвими для дослідника [103, 240, 249]. Отже, дослідження механізму гідроудару в циліндрі ДВЗ та виявлення кількісних характеристик цього явища є важливими для практичного використання отриманих результатів в практиці досліджень технічного стану транспортних засобів.

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.5.1). 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 [291]. 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.

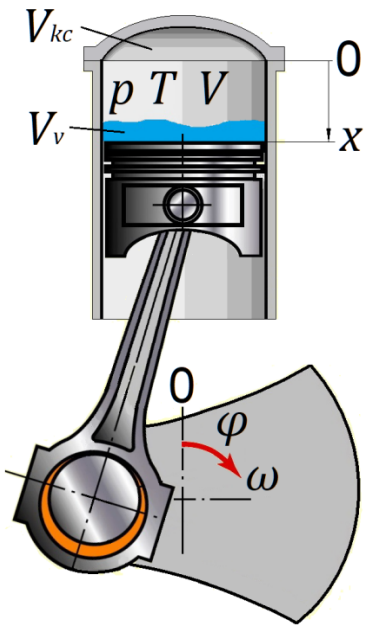



Рисунок 5.1 – При ході поршня вгору на такті стиснення заняття нестисливою рідиною частини об'єму повітря в циліндрі є цілком очікуваною причиною швидкого підвищення тиску в циліндрі

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 нестабільнім,

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 (1.29), проте за наявності рідини в циліндрі формула набуває іншого вигляду:

$$V = x\frac{\pi}{4}D^2 + V_{kc}(1-\varepsilon_v), \tag{5.1}$$

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

З урахуванням геометричного ступеня стиснення (1.30), з вираження (5.1) отримаємо значення поточного об'єму повітря у циліндрі у вигляді:

$$V = V_h\left({x}/{S} + \frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon-1}\right) = V_h A_\varphi, \tag{5.2}$$

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

За вираженням (5.1) та (5.2) видно, що збільшення кількості рідини призводить до зменшення об'єму повітря в циліндрі коштом його заміщення рідиною.

Після підставлення в формулу (5.2) формули для відносної координати днища поршня (1.31) коефіцієнт $A_\varphi$ можна отримати з урахуванням заміщення частини об'єму повітря рідиною у вигляді:

$$A_\varphi = 0,5\left[\left(1-cos\varphi\right)+{\lambda_c}\Big/{4}\left(1-cos2\varphi\right)\right]-{\left(1-\varepsilon_v\right)}\Big/{\left(\varepsilon-1\right)}. \qquad (5.3)$$

Розглянемо тепер повітря у циліндрі. Згідно з 1-м законом термодинаміки стосовно аналізованого процесу стиснення в циліндрі [22], зміна 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 (1.11). При цьому кількість теплоти, що відводиться від повітря в стінки $Q_w = \alpha_w F_w \left(T - T_w\right)$, площа стінок циліндра $F_w = \pi D\left(0,5D + x\right)$, а маса повітря в циліндрі *m* при стиску не змінюється, оскільки витоку з циліндра немає.

Вираження для *dV*, що входить до рівняння (1.15), можна отримати з (5.2) і (1.31):

$$dV = V_h dA_\varphi = V_h B_\varphi d\varphi, \qquad (5.4)$$

де коефіцієнт $B_\varphi$:

$$B_\varphi = 0,5\left(sin\varphi + \lambda_c sin2\varphi\right). \qquad (5.5)$$

Рівняння (1.15) за допомогою вираження (5.4) та з урахуванням того, що $\varphi = \omega\tau$, де $\omega = {\pi n}\Big/{30}$ – кутова швидкість колінвала, *n* – частота обертання, хв$^{-1}$, можна перетворити до виду:

$$\frac{dT}{d\varphi} = -T\frac{RB_\varphi}{C_p A_\varphi} - \frac{30\alpha_w F_w}{\pi n m C_p}\left(T - T_w\right). \qquad (5.6)$$

Використовуємо тепер рівняння стану (1.7), воно зв'язує тиск *p*, температуру *T* та об'єм *V* повітря у циліндрі. Після його диференціювання маємо рівняння (1.10). Далі, підставляючи в рівняння (1.10) вираження (5.6) для ${dT}\Big/{d\varphi}$, отримаємо:

$$\frac{dp}{d\varphi} = -p\,\frac{B_\varphi}{A_\varphi}\left(1+\frac{R}{C_p}\right) - \frac{30\alpha_w F_w R}{\pi\ n\ m\ C_p A_\varphi}\left(T - T_w\right). \qquad (5.7)$$

Спростимо систему з рівнянь (5.6) та (5.7) шляхом приведення їх до виду:

$$\begin{cases} \dfrac{dT}{d\varphi} = -T\,\gamma\,\psi \\ \dfrac{dp}{d\varphi} = -p\,\gamma\left(\psi + \dfrac{C_p}{R}\right) \end{cases}, \qquad (5.8)$$

де коефіцієнти:

$$\psi = 1 + \frac{30\alpha_w F_w R}{\pi\ n\ p\ V_h B_\varphi}\left(T - T_w\right), \qquad (5.9)$$

$$\gamma = \frac{R\ B_\varphi}{C_p A_\varphi}, \qquad (5.10)$$

а коефіцієнти $A_\varphi$ і $B_\varphi$ знаходяться за формулами (5.3) і (5.5) відповідно.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_w$ від повітря в стінки можна скористатися формулою Вошні (1.26), якщо прийняти для такту стиснення $\omega_m = 2,28\ C_m$.

Рішення системи є чисельними значеннями тиску і температури функції кута повороту колінчастого валу у вигляді (1.41). У 1-му наближенні рішення можна одержати шляхом чисельного інтегрування системи рівнянь (1.41) методом Ейлера. 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 (1.44) з одночасним розрахунком нового поточного кута повороту колінчастого валу.

Слід зазначити, що модель, яка описується системою рівнянь, може бути застосована до великого класу завдань, включаючи розрахунки різних пневматичних поршневих систем, катапульт тощо [109, 252, 263]. 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 (5.8).

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 цьом 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 [172, 287, 291], алгоритм якої докладно описаний у розділі 1.3. 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 (5.8).

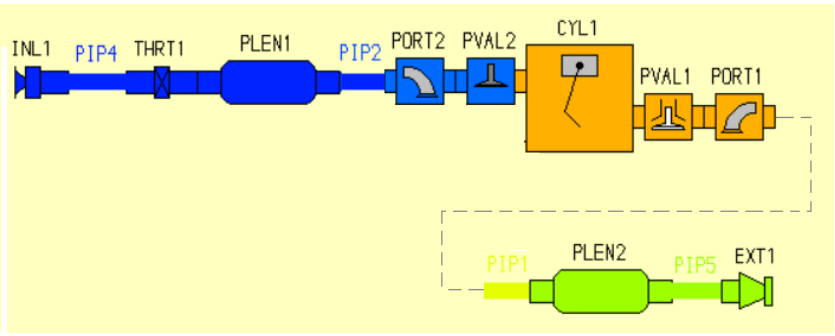



Рисунок 5.2 – 1-циліндрова геометрична модель двигуна для розрахунку початкових умов гідроудару у програмі Lotus Engine Simulation

При розрахунку були задані дані типового автомобільного ДВЗ, вони аналогічні заданим у розділі 3.5 [89, 240, 249]: тип ДВЗ – бензиновий з іскровим запалюванням, розмірність двигуна 83х84 мм, ступінь стиснення 9,0, режим роботи 3000 хв$^{-1}$, закриття впускних клапанів $40^0$ 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.5.2).

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).

На рис.5.3 представлені розрахункові діаграми тиску та температури в циліндрі на режимах від 1000 до 6000 хв$^{-1}$, включаючи вибраний режим 3000 хв$^{-1}$ [249]. 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 $p_0$ = 0,123 МПа, $T_0$ = 363К, $\varphi$ = $220^0$).

Характерно, що даний спосіб вибору початкових значень тиску та температури практично повністю відповідає дійсним умовам роботи ДВЗ при гідроударі – цикл, який передує попаданню рідини в циліндр, нічим не

відрізняється від нормального та фактично визначає початкові умови для гідроудару.

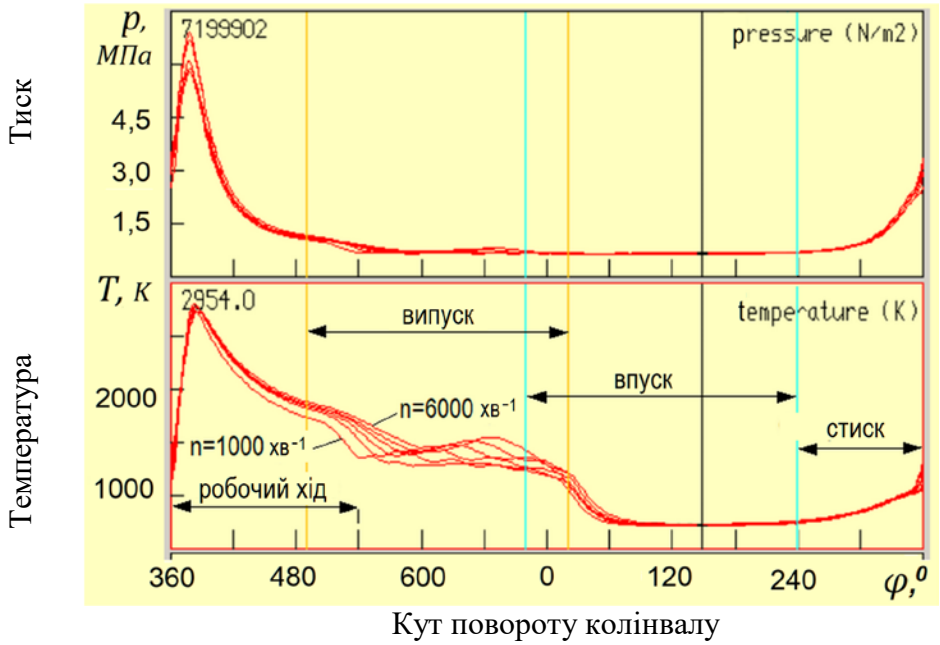



Рисунок 5.3 – Діаграми тиску $p$ і температури $T$ циліндрі ДВЗ по куту повороту колінчастого валу на режимах 1000-6000 хв$^{-1}$, отримані за допомогою програми Lotus Engine Simulation

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.

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.

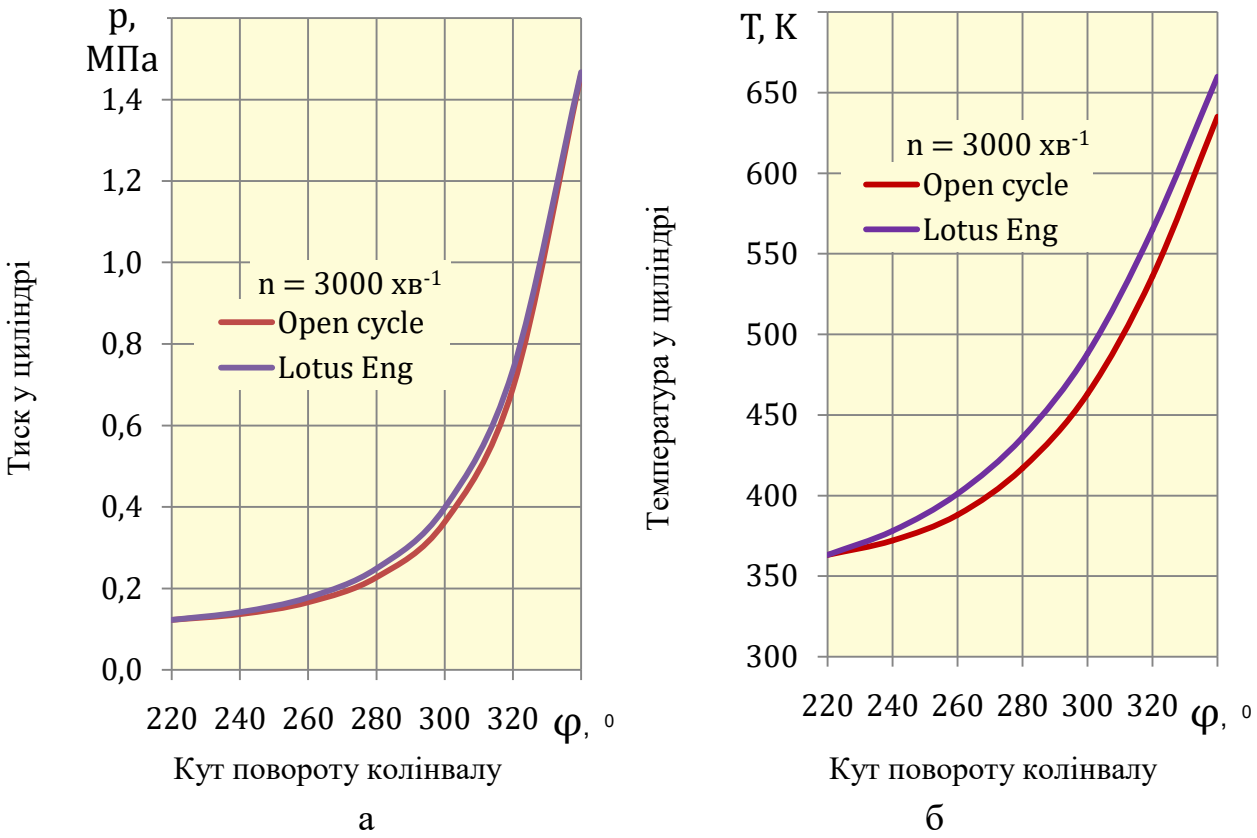



Рисунок 5.4 – Порівняння результатів розрахунку параметрів у циліндрі ДВЗ по куту повороту колінвала на такті стиснення за розробленою методикою (Open cycle) та за допомогою програми Lotus Engine Simulation (Lotus Eng) при однакових параметрах на момент закриття впускних клапанів та інших рівних умовах: а – тиск; б – температура

На рис.5.4 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 [249].

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.

Як відомо [240, 249, 259], 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 [276, 278, 322, 371-372]). Однак у рамках зроблених вище припущень можна знайти наближені та простіші, але цілком достовірні та ефективні для практики рішення.

Якщо для процесу стиснення знехтувати чинними силами інерції на шатун (що цілком справедливо, якщо частота обертання колінвала невелика), то сила осьового стиснення шатуна визначається тиском в циліндрі p і знаходиться за формулою (1.56). При цьому тиск в картері в 1 наближенні можна прийняти рівним тиску навколишнього середовища.

Сила стиснення сприймається поперечним перерізом стрижня шатуна (рис.5.5) площею:

$$A = \left(h - h_1\right) b + h_1 t, \tag{5.11}$$

звідки неважко знайти стискальне напруження стрижня.

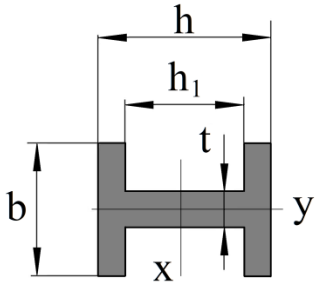



Рисунок 5.5 – Переріз стрижня шатуна: *h* – ширина профілю стрижня, *b* – товщина профілю

З іншого боку, як це випливає з теорії [116, 200], зі зростанням осьового навантаження на стрижень, при перевищенні стискальнім 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 (1.52). Радіус інерції стрижня шатуна, що входить у формулу (1.52), розраховується за формулою (1.53), а моменти інерції [282] за осями *x* та *y* (рис.5.5) – за формулами (1.54).

Для деформації у напрямку вздовж осі колінвала стрижень на краях можна вважати затиснутим, якщо знехтувати зазорами та люфтами деталей шатунно-поршневої групи. Тоді йому $\mu_y$ = 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, *h1* = 14 мм, *b* = 12 мм, *t* = 4 мм. Тоді за формулою (1.52) значення гнучкості: $\lambda_x$ = 12,96; $\lambda_y$ = 16,62. Звідси випливає, 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 [50]. Тоді з виразу (1.55) випливає, що критичне стискальне напруження для стрижня шатуна цього профілю з такої сталі $\sigma_{cr}$ = 770 МПа.

Розрахунок процесу стиснення повітря в циліндрі із зазначеними вище початковими умовами в діапазоні кутів повороту колінчастого валу від моменту

закриття впускних клапанів ($\varphi$ = 220$^0$) до верхньої мертвої точки було виконано для різних значень коефіцієнта заповнення камери згоряння рідиною $\varepsilon_v$.

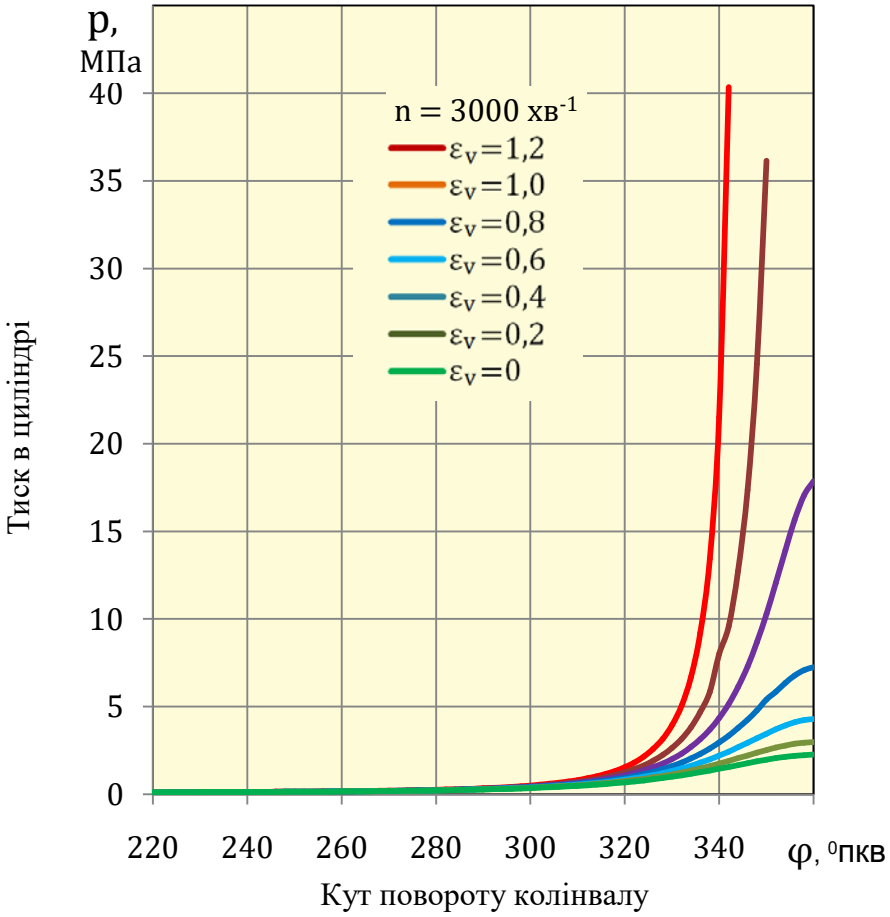



Рисунок 5.6 – Зміна тиску в циліндрі за кутом повороту колінвала бензинового двигуна при різних значеннях коефіцієнта заповнення камери рідиною

Задані значення $\varepsilon_v$ = 0–1,2 дозволили отримати зміну тиску в циліндрі (рис.5.6) 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.5.6) 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. Звідси випливає, що кути повороту колінвала в діапазоні 340-350$^0$ при гідроударі є критичними з погляду навантажень на деталі.

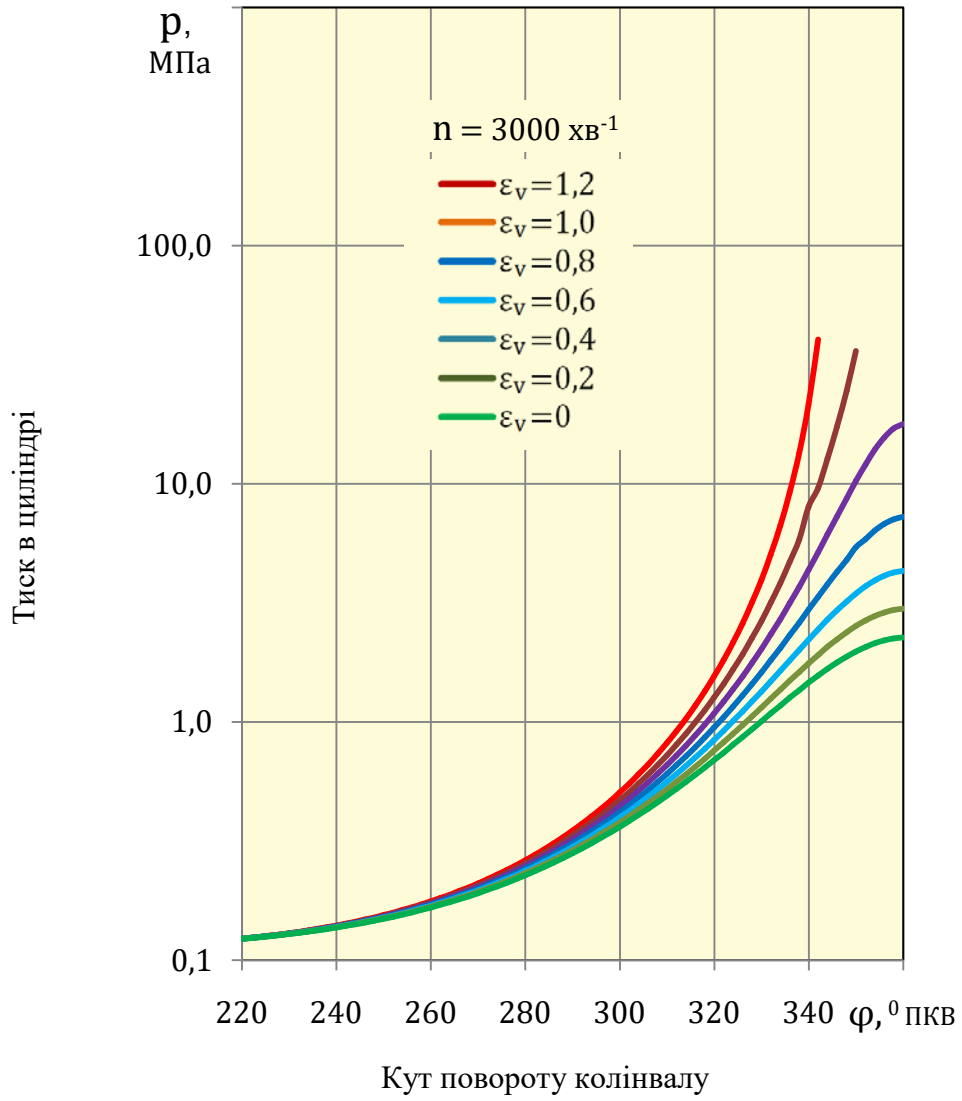



Рисунок 5.7 – Логарифмічна діаграма зміни тиску в циліндрі бензинового двигуна за кутом повороту колінчастого валу для різних значень коефіцієнта заповнення циліндра рідиною $\varepsilon_v$

Різке зростання тиску за наявності рідини саме у кінцевій фазі стиснення добре видно, якщо перебудувати діаграму, використовуючи логарифмічну вісь ординат (рис.5.7). Однак найбільш наочно цей результат виходить, якщо розглянути залежності тиску в циліндрі від коефіцієнта заповнення камери згоряння при різному кутовому положенні колінчастого валу (рис. 5.8).

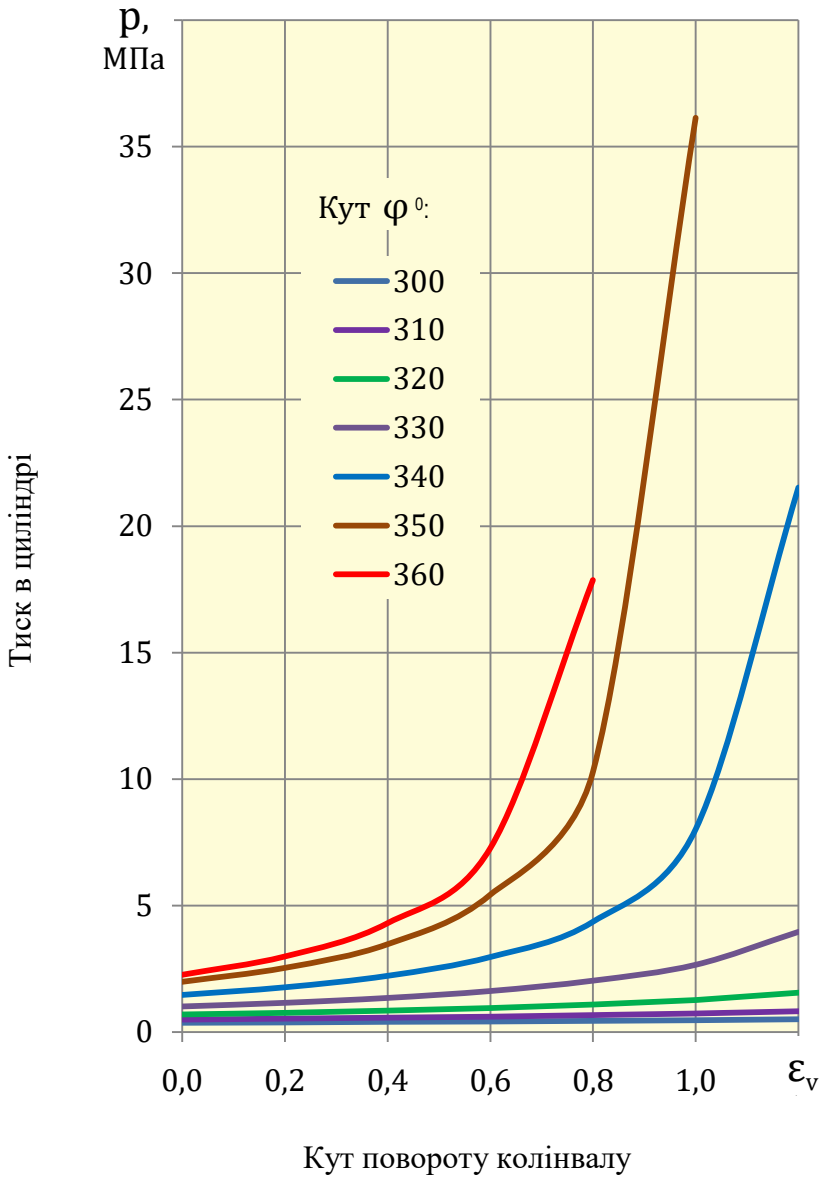



Рисунок 5.8 – Діаграма зміни тиску в циліндрі в залежності від коефіцієнта заповнення рідиною $\varepsilon_v$ при різних кутах повороту колінчастого валу

Для порівняння, аналогічний розрахунок був проведений і для автомобільного дизеля тієї ж розмірності (83х80 мм) зі ступенем стиснення 22 [101]. На рис.5.9 (а б) добре видно, що модель дає задовільний збіг при розрахунку параметрів повітря в циліндрі в процесі стиснення не тільки бензинового, але і дизельного двигуна. Відхилення від замкнутого циклу в дизелі не перевищує для тиску 10%, а для температури 6%, що підтверджує цілком задовільну для практики точність моделі.

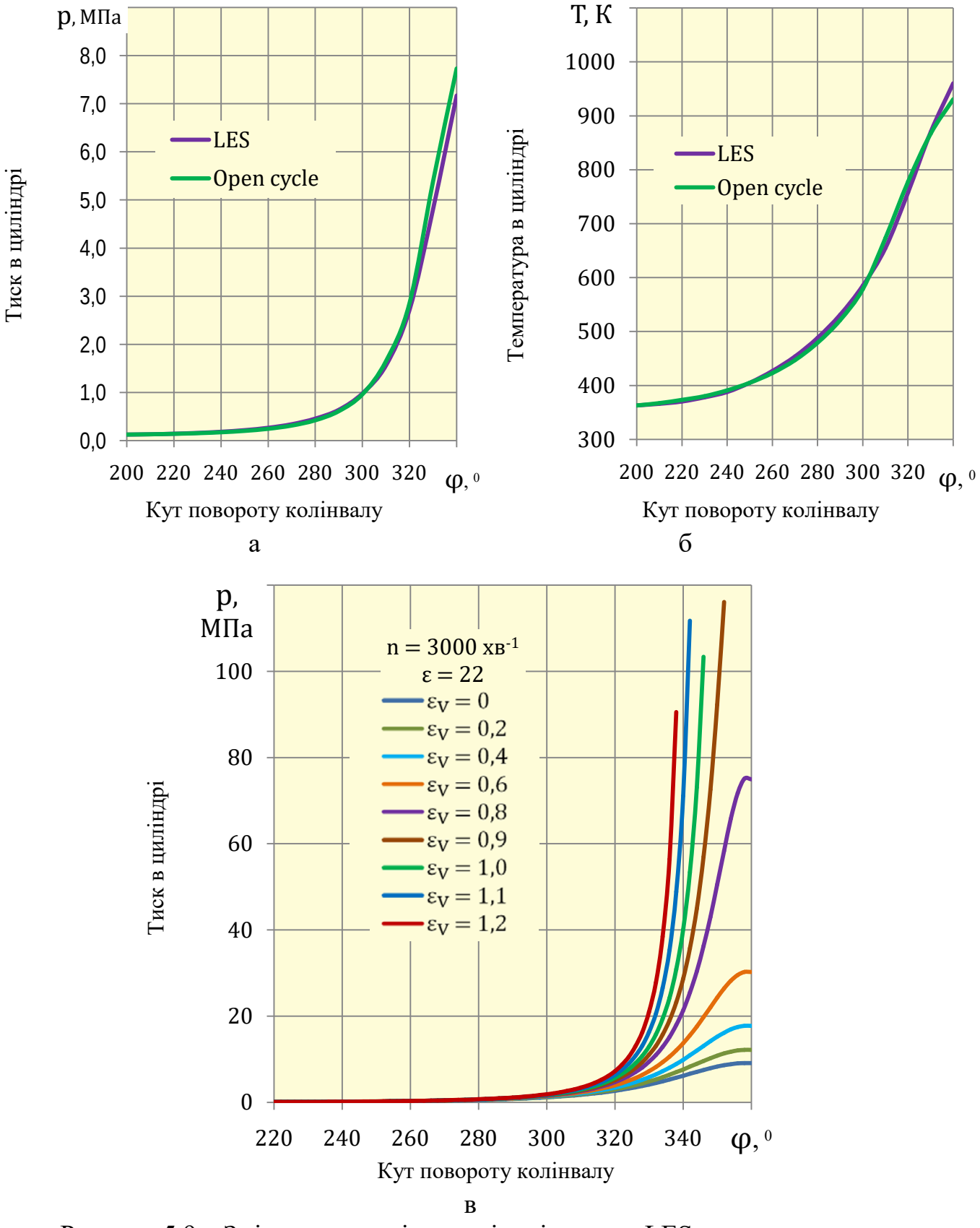



Рисунок 5.9 – Зміна параметрів у циліндрі дизеля: LES – розрахунок за програмою Lotus Engine Simulation, Open cycle – розрахунок за розробленою моделлю, а – тиск при стисканні без рідини, б – температура в тих же умовах, в – тиск при різній кількості рідини

Водночас коштом вищого ступеня стиснення зміна тиску в циліндрі дизеля при гідроударі відбувається набагато різкіше за величиною, і за інших рівних умов у багато разів перевершує тиск у циліндрі бензинового ДВЗ (рис. 5.8).

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.

На рис. 5.10 представлена діаграма напружень у стрижні шатуна бензинового двигуна, розрахованих згідно з формулою (1.56) для профілю поперечного перерізу, показаного на рис. 5.5 і тисків, зображених на рис. 5.8. На діаграму нанесено значення критичного напруження $\sigma_{cr}$, отриманого за формулою (1.55), вище якого розташована зона втрати стійкості стрижнем [249].

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.

Зрозуміло, що пружність може призвести до деякого зменшення залишкової деформації після зняття навантаження. Однак при значних деформаціях стрижня в 1-му наближенні для описаного процесу пластичного деформування стрижня шатуна цілком справедливо знехтувати пружністю і вважати деформацію після втрати стійкості тільки пластичної [200].

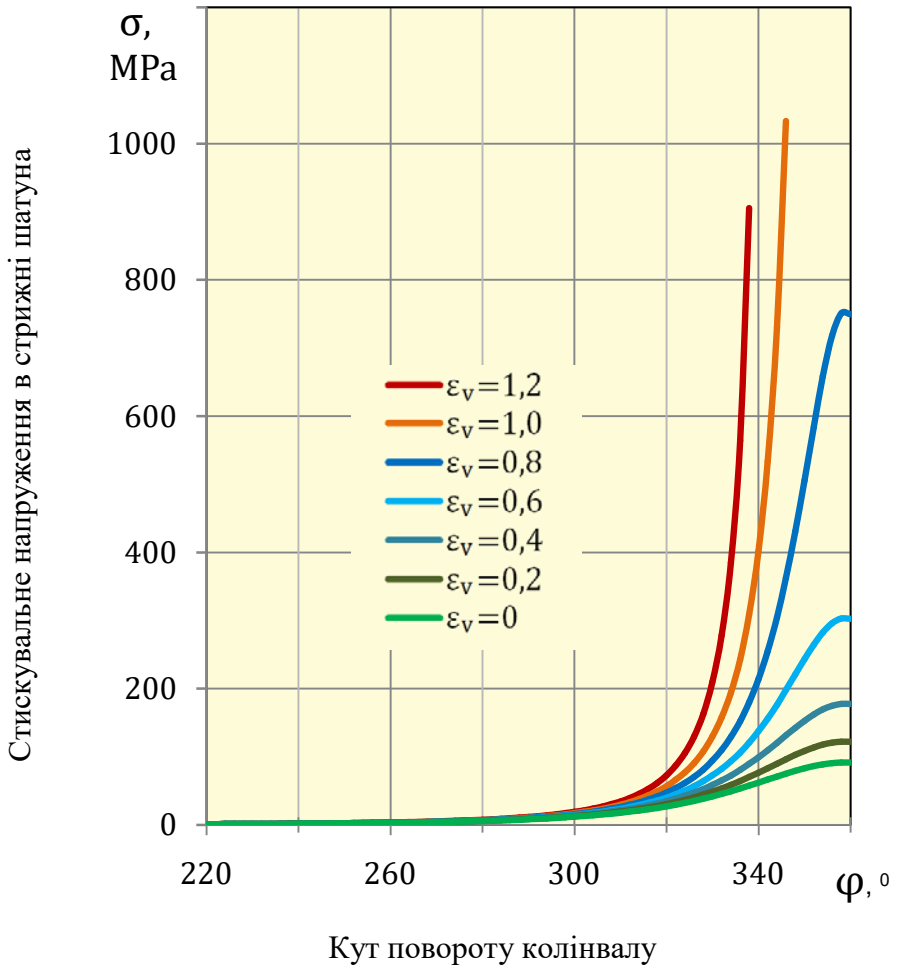



Рисунок 5.10 – Зміна стискаючого напруження в стрижні шатуна по куту повороту колінчастого валу бензинового двигуна в залежності від коефіцієнта заповнення $\varepsilon_v$ (верхня частина діаграми відповідає зоні втрати стрижнем шатуна стійкості)

Тоді, згідно з результатами розрахунку (рис. 5.10), при втраті стійкості величину деформації легко розрахувати – вона дорівнює 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. 5.11. З отриманих даних випливає, що гідроудар у циліндрі ДВЗ фактично відбувається за умови майже повного заповнення камери рідиною, причому початок пластичної деформації стрижня спостерігається, починаючи з 80% заповнення (це видно на рис. 5.11).

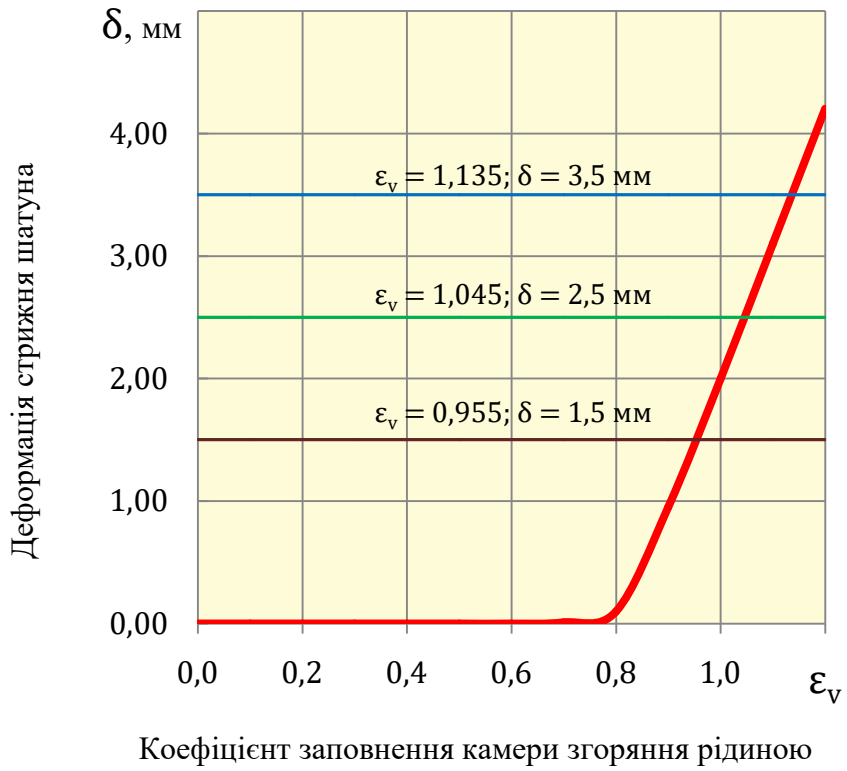



Рисунок 5.11 – Величина деформації (укорочення) шатуна при гідроударі в циліндрі ДВЗ залежно від коефіцієнта заповнення камери згоряння рідиною $\varepsilon v$ – зазначені значення коефіцієнта заповнення для відповідних їм деформацій, отриманих з реальних досліджень

У діапазоні заповнення камери 80-110%, попри деформацію шатуна до 3,5 мм, двигун після гідроудару може зберегти працездатність, що через невеликий час призводить до втомного руйнування стрижня шатуна від нештатних згинальних навантажень [103, 249]. Водночас заповнення камери понад 110-120% за об'ємом призводить до надзвичайно великої деформації, при якій двигун, швидше за все, вийде з ладу відразу після гідроудару через заклинювання колінчастого валу поршнем в нижній мертвій точці або при упорі деформованого стрижня шатуна нижній край циліндра [240].

Крім того, як це випливає з формул (1.30) і (5.2), відносне заповнення рідиною всього об'єму циліндра з камерою згоряння в ($\varepsilon$ –1) разів менше відносного заповнення самої камери. Це означає, що, наприклад, при ступені стиснення $\varepsilon$ =10,0 для гідроудару буде достатньо лише 7% рідини від об'єму циліндра, а в 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 практики факти гідроудару на високій частоті обертання, коли водій не помічає моменту пошкодження двигуна [103].

## 5.2 Моделювання процесу деформації деталей шатунно-поршневої групи двигуна при гідроударі у 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 (розділ 5.1).

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 [124, 131-132, 301]. Вибір зумовлювався, головним чином, істотною відмінністю розв'язуваної задачі від проєктування – 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 [276, 301, 372, 386]. Однак для розглянутого завдання рішення було спрощено та обмежено стрижнем простої форми. Таке спрощення загалом відповідає мети роботи, оскільки, на противагу завдань проєктування, 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 гідроудару відбуваються саме за стрижнем ближче до його середньої частини [87, 103, 240, 249].

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.3.31), для якого вище були отримані попередні дані щодо втрати стійкості. Матеріал стрижня – сталь 40CrNi (40ХН [50]), що має такі фізико-механічні характеристики:

- тимчасовий опір руйнуванню під час розтягування $\sigma_в$ = 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$^3$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda$ = 25 Вт/м.К,
- коефіцієнт термічного розширення $\alpha$ = 10,0.10$^{-6}$ м/м.К,

Загалом на краях стрижня необхідно поставити відповідні граничні умови – шарнірно оперті головки та можливість осьового переміщення верхньої частини стрижня (рис.5.12).

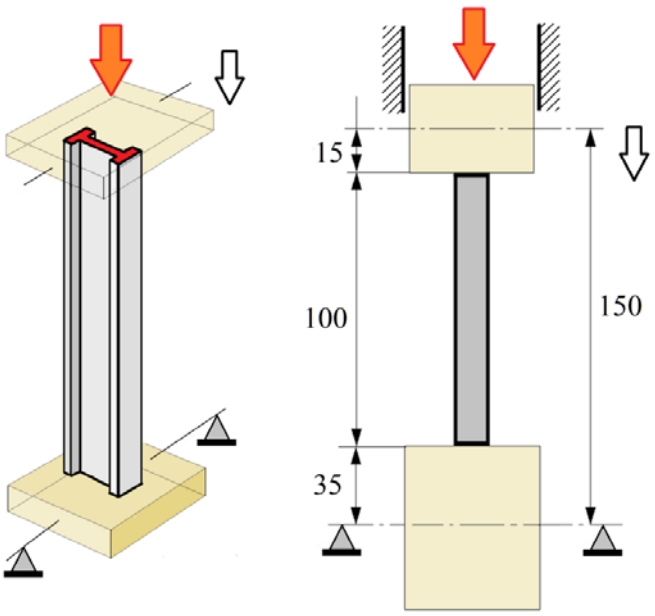
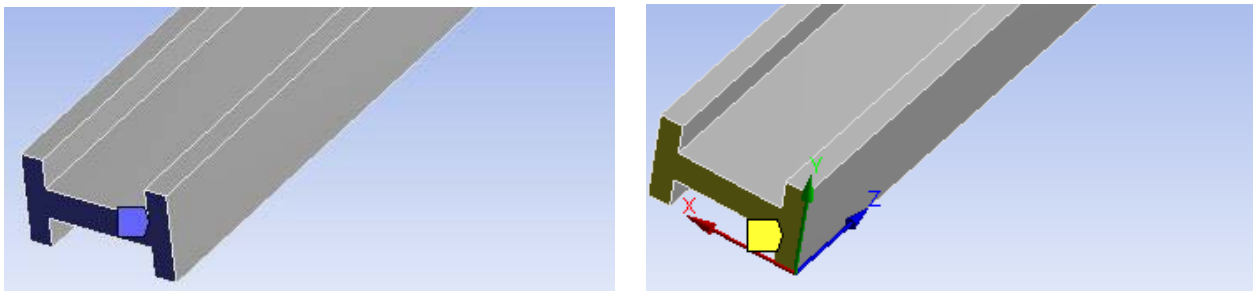



Рисунок 5.12 – Вихідна розрахункова схема завдання щодо моделювання втрати стійкості стрижня шатуна

Однак у зв'язку з тим, що деформація стрижня заданого профілю очікувалася тільки у напрямку по осі головок, завдання було спрощено до нерухомих загортань країв стрижня, але з можливістю переміщення верхнього краю вздовж осі (рис.5.13).




а б

Рисунок 5.13 – Граничні умови, задані при моделюванні - переміщення вздовж осі *X* та *Y* дорівнюють 0, переміщення вздовж осі *Z* вільне, обертання щодо *X, Y* и *Z* дорівнює 0 [89, 249]: а – жорстке загортання стрижня з боку кривошипної головки; б – можливість осьового переміщення з боку поршневої головки

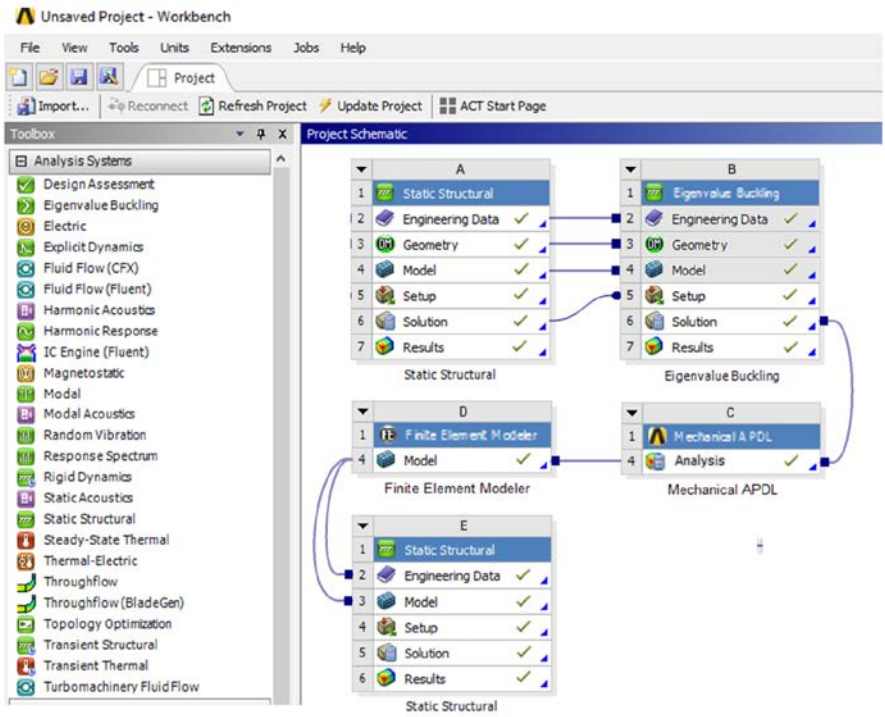



Рисунок 5.14 – Дерево проєкту для розрахунку втрати стійкості

Аналіз втрати стійкості був виконаний далі за допомогою програмного комплексу ANSYS у версії R18.0 Student [132] у кілька етапів [124, 131]. Загальна схема розрахунку подано на рис.5.14.

У першому етапі виконувалося розбиття стрижня на скінченні елементи [240]. Всього було виділено 204 елементи в перерізі стрижня при його довжині 133 елементи (рис.5.15), що склало 27.132 елементів і дозволило вкластися в обмеження використовуваної версії програми (32.000 елементів [132]).

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.5.16).

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

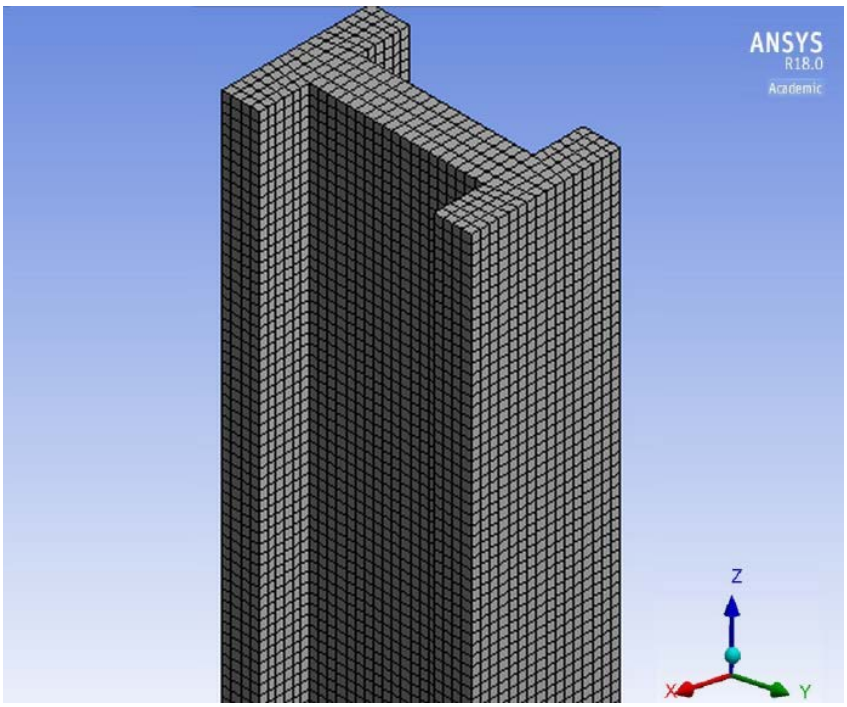



Рисунок 5.15 – Математична модель стрижня (скінченно-елементна сітка)

Потім виконувалося перетворення скінченно-елементної сітки (рис.5.16) 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.5.17). 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 гідроударі 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. 5.18–5.20.

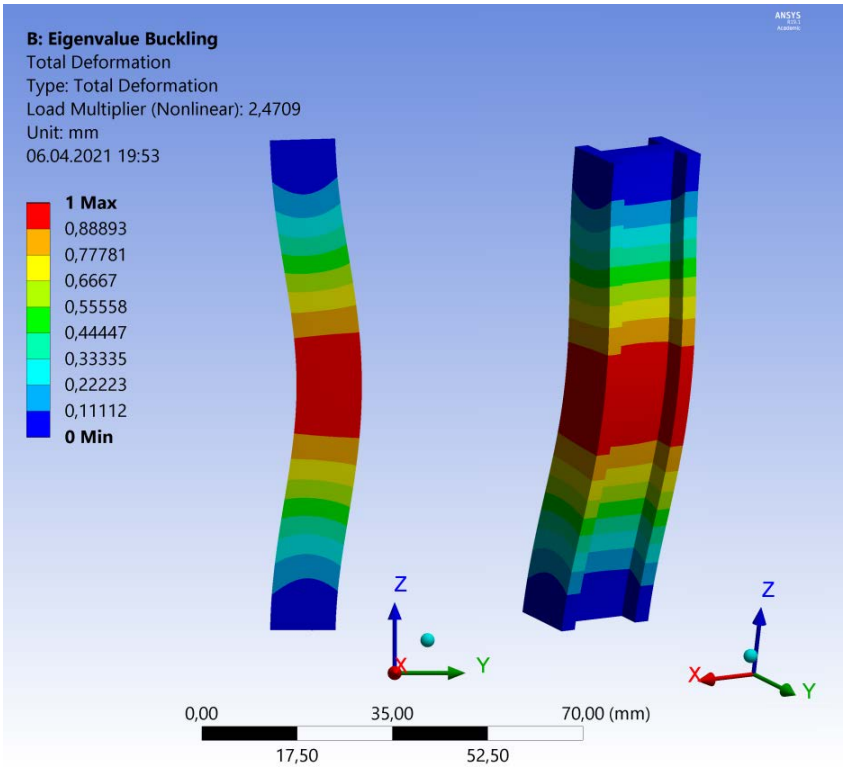
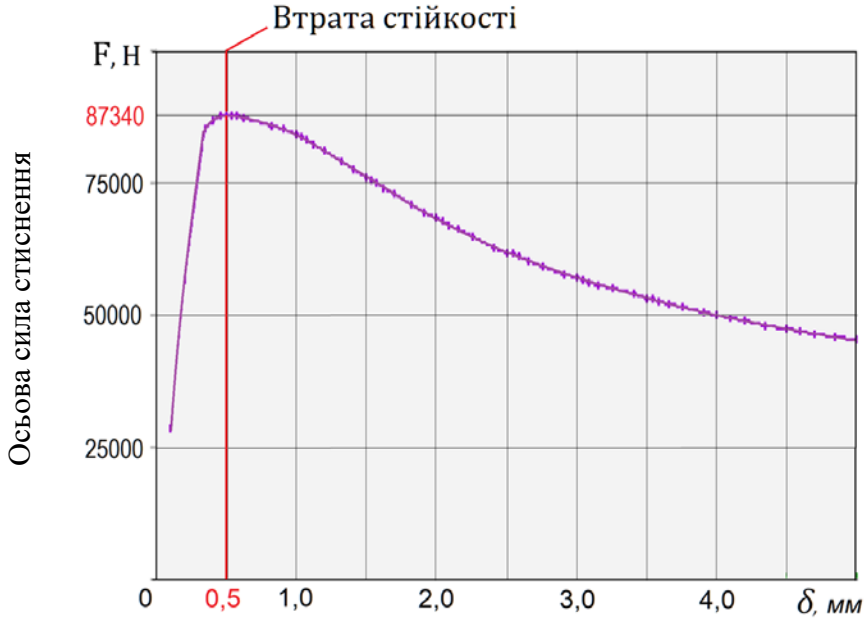
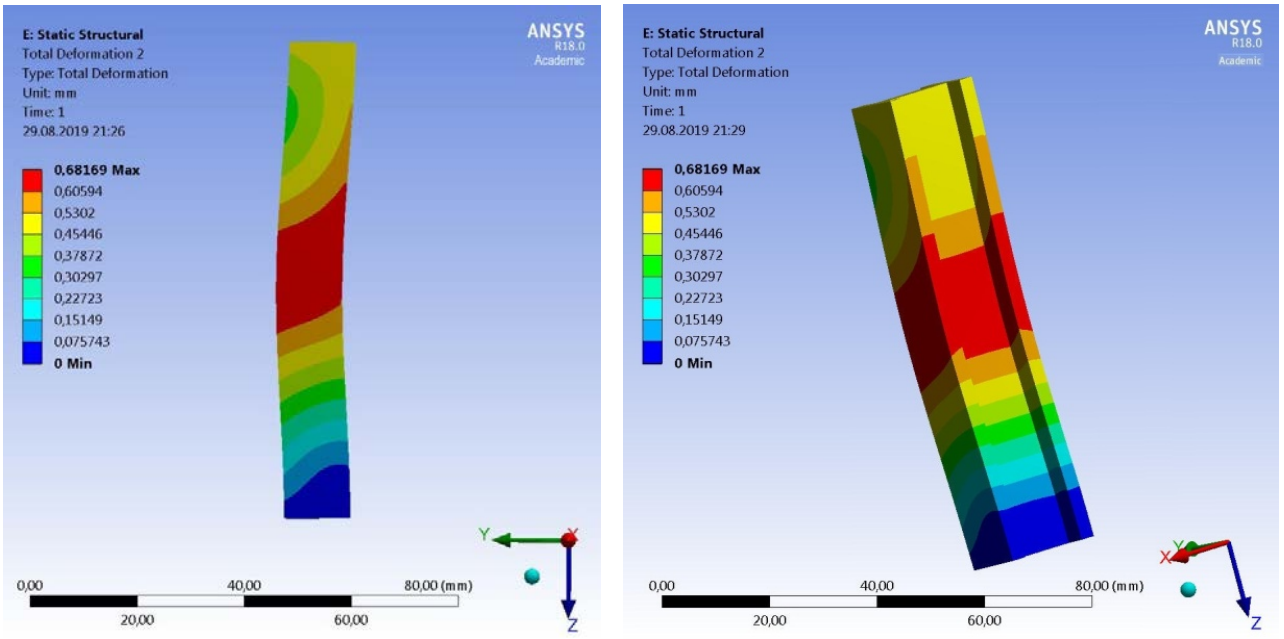



Рисунок 5.16 – Форма втрати стійкості при дії одиничної сили, одержана за допомогою модуля Eigenvalue Buckling програмного комплексу ANSYS R18.0 Student

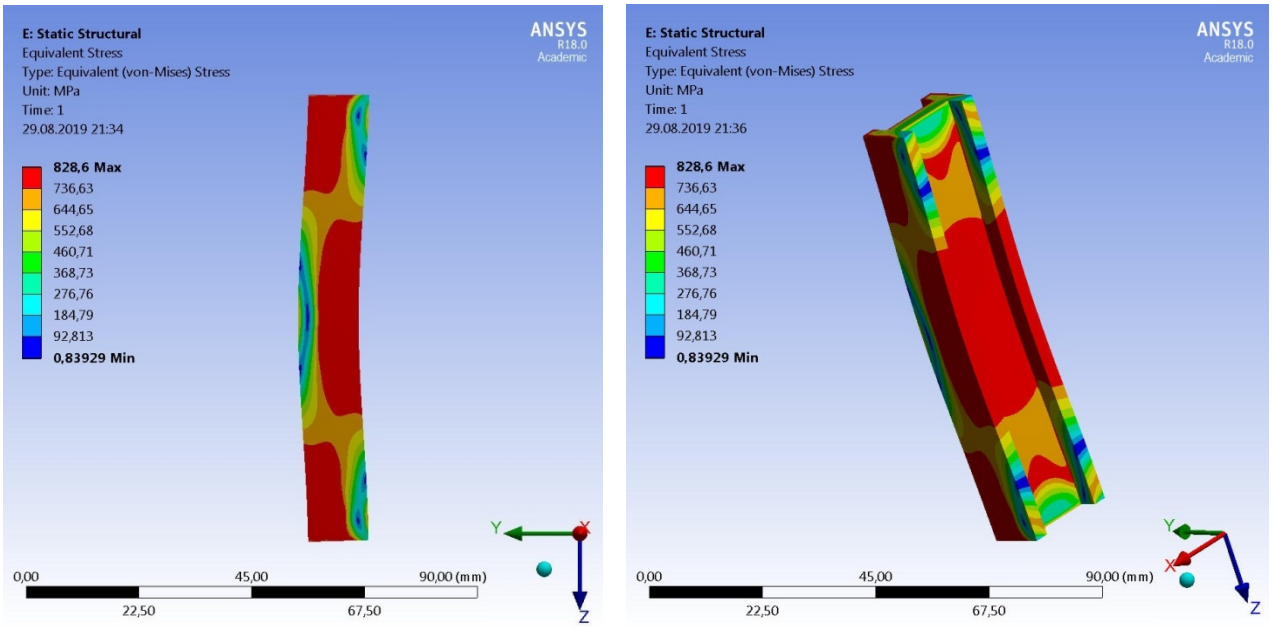



Осьова деформація стрижня шатуна

Рисунок 5.17 – Отримана у програмі залежність сили від осьового переміщення (деформації) з точкою втрати стійкості при *Fкр* = 87,3 кН

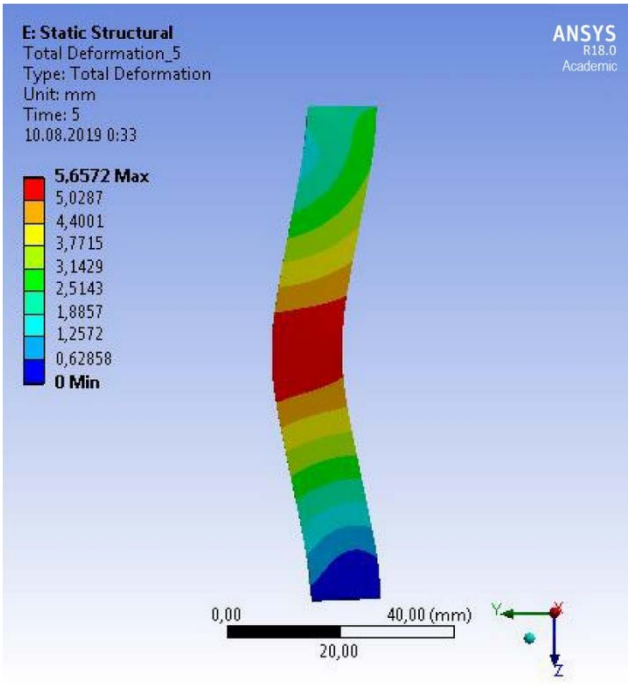


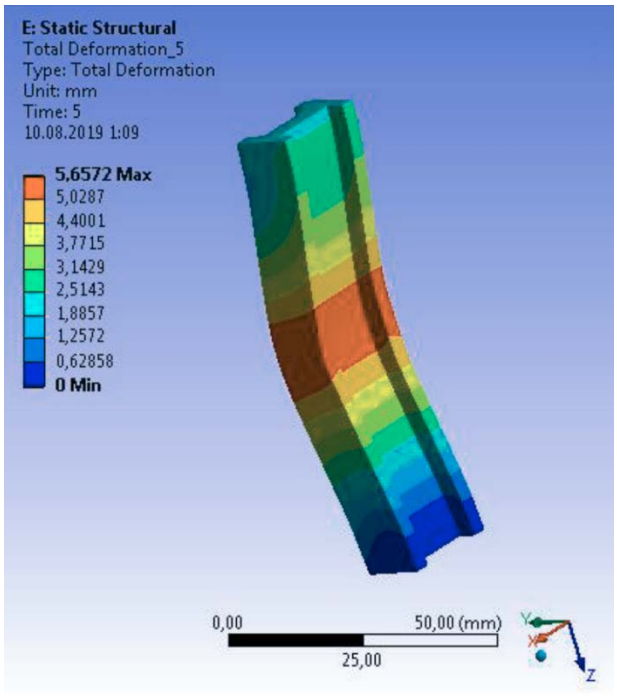

а



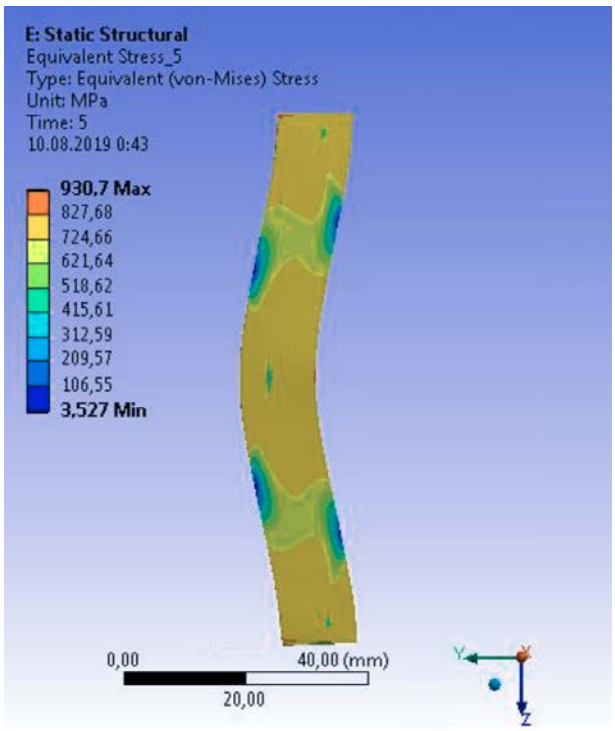

б

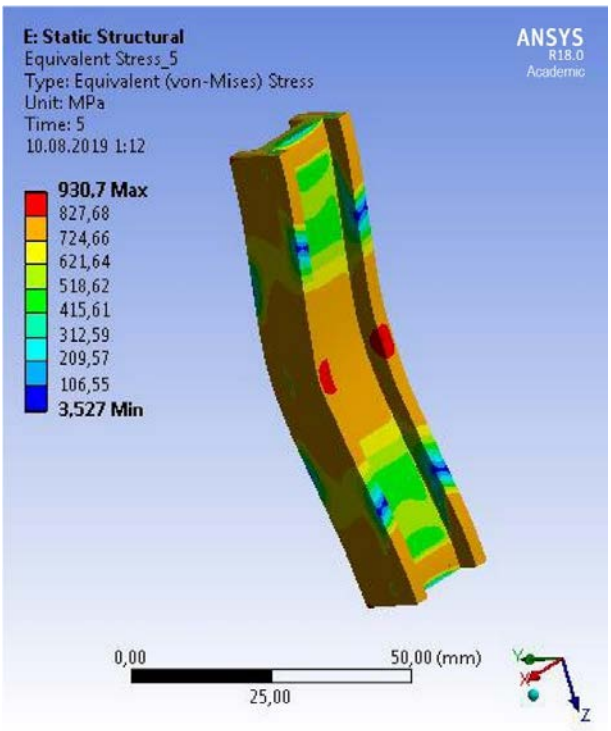
Рисунок 5.18 – Осьове стискання стрижня 0,5 мм: а – сумарна деформація; б – еквівалентне напруження по фону Мізесу



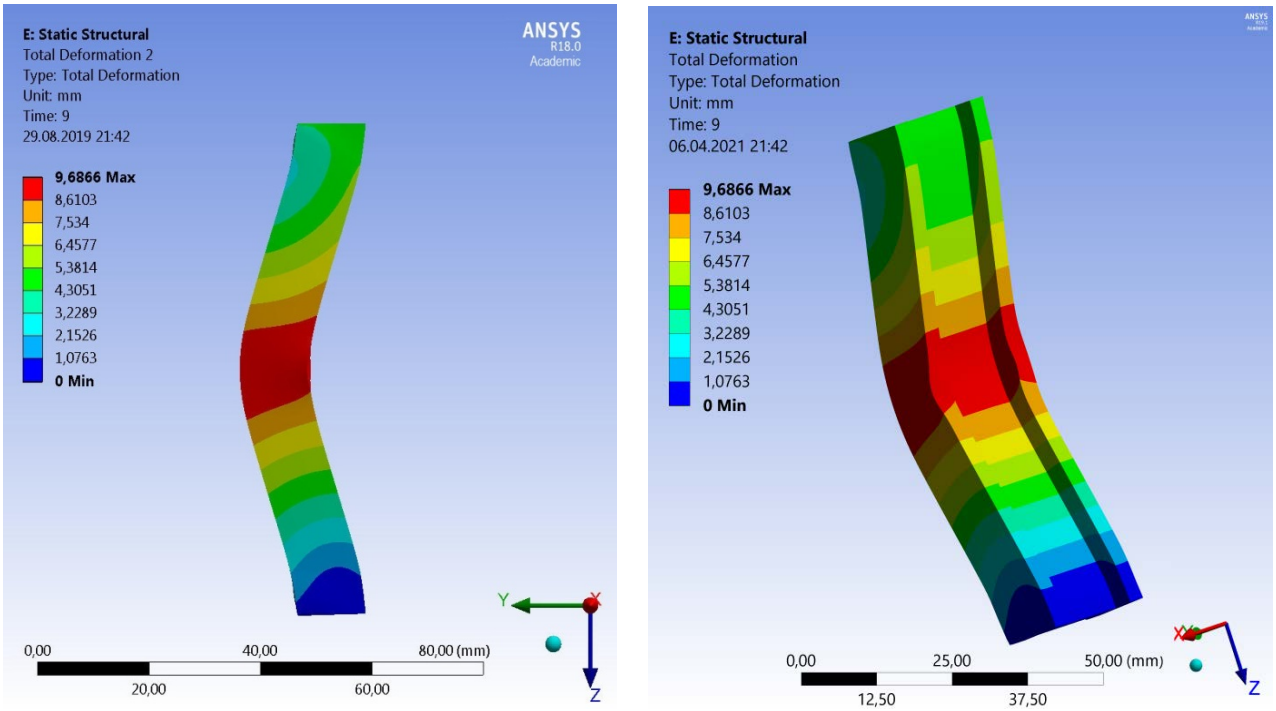

а



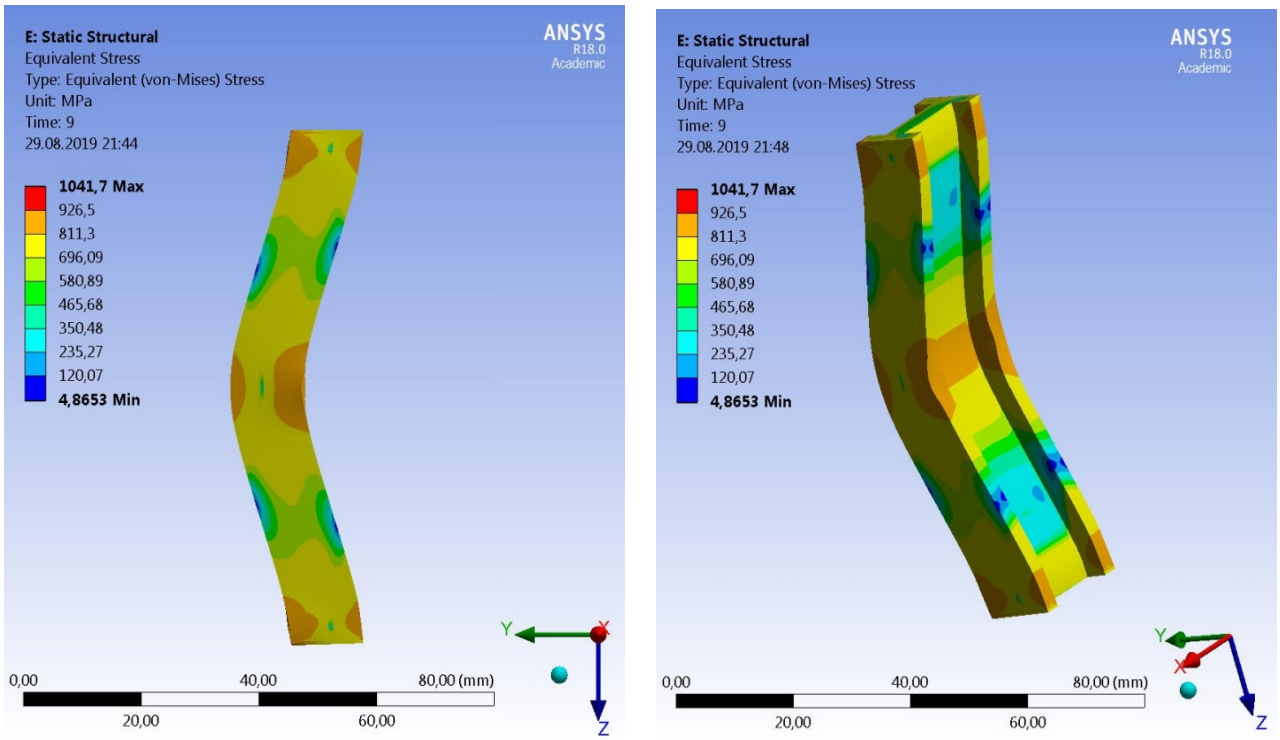




б

Рисунок 5.19 – Осьове стискання стрижня 2,5 мм: а – сумарна деформація; б – еквівалентне напруження по фону Мізесу




а




б

Рисунок 5.20 – Осьове стискання стрижня 4,5 мм: а – сумарна деформація; б – еквівалентне напруження по фону Мізесу

Весь процес еволюції форми стрижня при поступовому збільшенні його осьової деформації показано на рис.5.21.

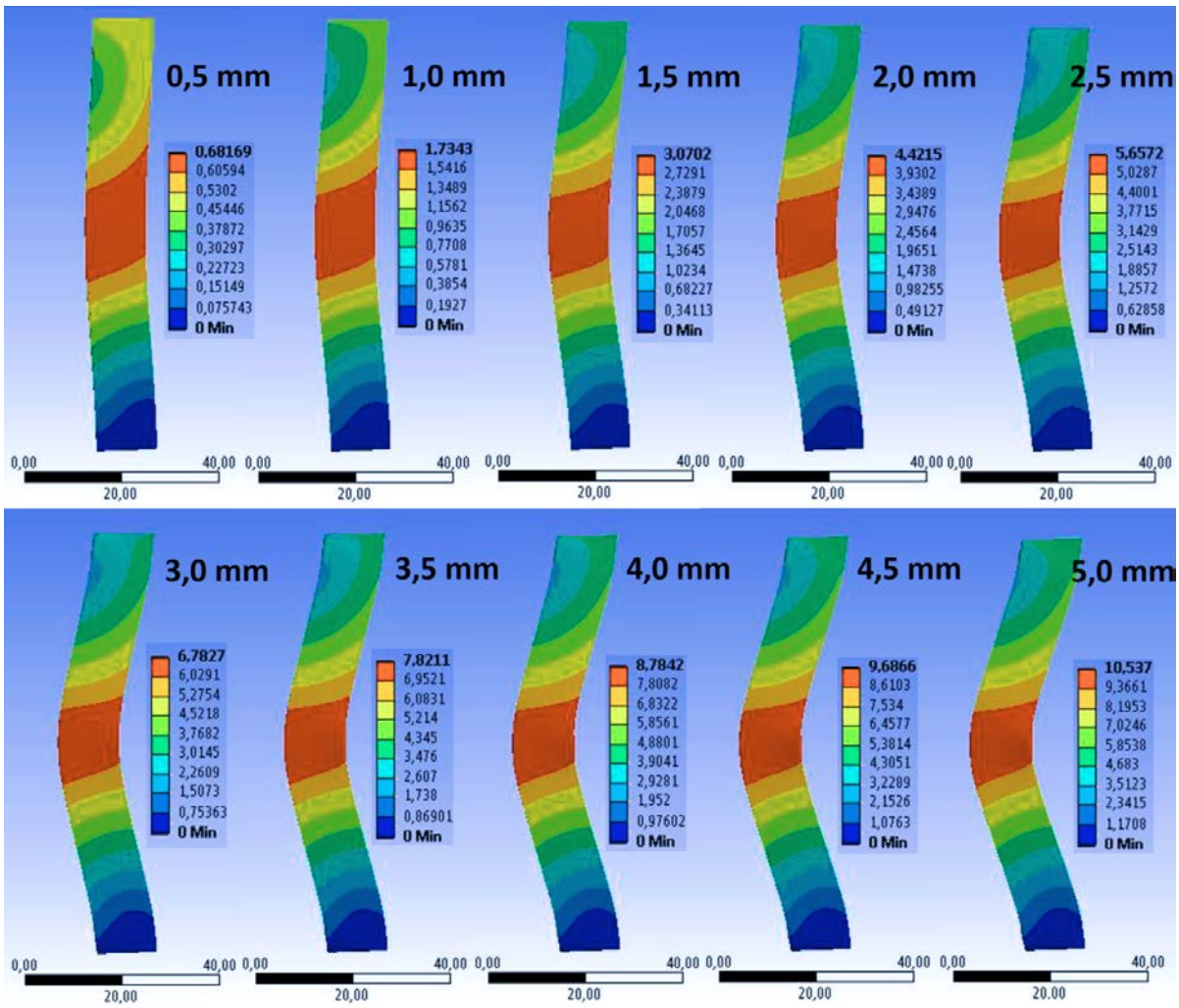



Рисунок 5.21 – Еволюція поздовжнього згину зі зростанням осьової деформації стрижня (зліва направо) у закритічній зоні після втрати стійкості

Можна наочно бачити, що поздовжній згин (випучування) стрижня після втрати стійкості (ця зона умовно може бути названа закритичною) має деяку пропорційну залежність від осьового стиснення.

Залежність величини поздовжнього згину від осьовой деформації отримана раніше в результаті моделювання та представлена на рис. 5.22. Вона показує, що після втрати стійкості, починаючи з осьового стиску 2 мм, поздовжній згин за величиною приблизно вдвічі перевищує осьовий стиск.

При аналізі отриманих результатів важливо розуміти, що осьова деформація не є довільним параметром, а повністю визначається процесом деформації стрижня шатуна під дією позаштатного навантаження. В такому

випадку таке навантаження виникає при гідроударі в циліндрі, коли об'єм камери згоряння при положенні поршня у ВМТ зайнятий рідиною більш ніж на 80%.

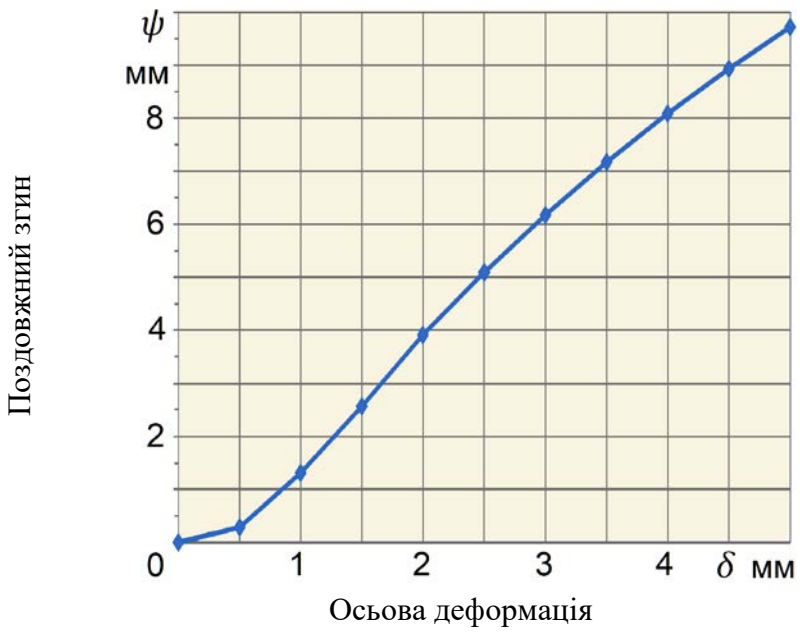



Рисунок 5.22 – Діаграма поздовжнього згину осі стрижня (зміщення центру) від його осьового стиску (деформації), отримана у розрахунковій програмі

Якщо звести дані в таблицю (Тал.5.1), можна визначити залежності поздовжнього згину, включаючи відносного, від осьовой деформації. З цих даних випливає, що відносний поздовжній згин з похибкою 3% дорівнює 2,0 з осьовой деформації 2,0 мм і більше.

Таблиця 5.1 – Відносний поздовжній згин стрижня шатуна залежно від осьовой деформації

| Осьова деформація, мм | 0,5 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Поздовжній згин, мм | 0,25 | 1,3 | 2,6 | 3,9 | 5,1 | 6,2 | 7,2 | 8,1 | 9,0 |
| Відносний поздовжній згин | 0,50 | 1,30 | 1,73 | **1,95** | **2,04** | **2,07** | **2,06** | **2,03** | **2,00** |

Раніше була отримана залежність між кількістю рідини в циліндрі та осьовою деформацією шатуна (рис. 5.11). Вона також може бути доповнена даними про поздовжній згин за результатами моделювання за допомогою МСЕ

(рис. 5.22). Маючи ці дані, можна повністю визначити фактичний зв'язок між кількістю рідини в циліндрі та формою стрижня шатуна після втрати стійкості (рис. 5.23).

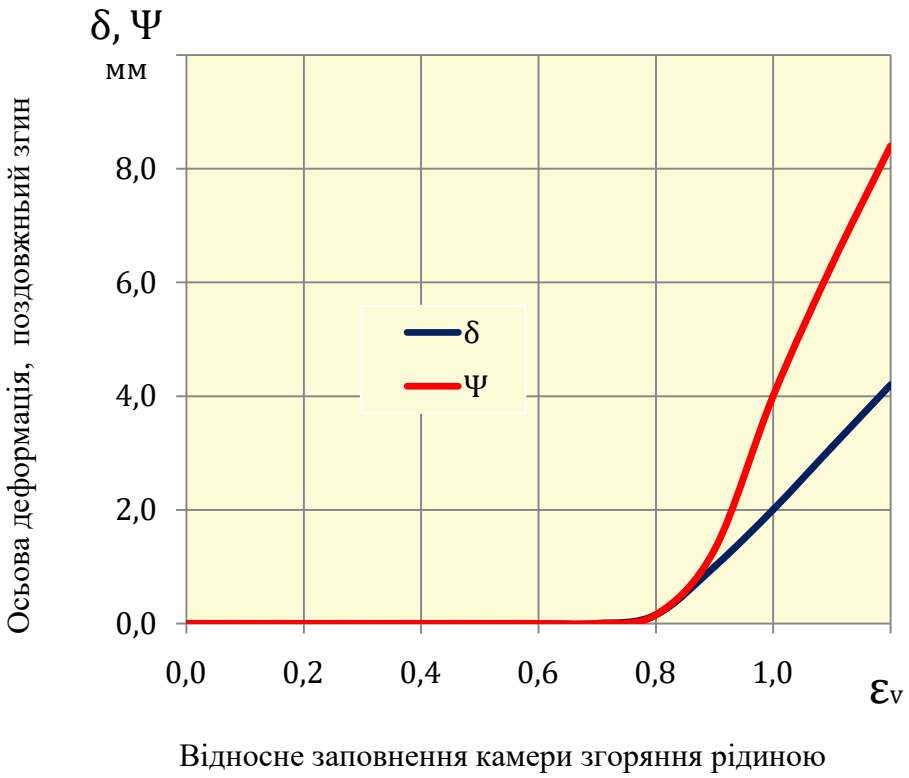



Рисунок 5.23 – Залежність осьової деформації $\delta$ та поздовжнього згину $\psi$ стрижня від відносного заповнення камери згоряння рідиною

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 осьової стискувальної сили осьова деформація стрижня заданої геометрії наближається до 0,5 мм і починається пластична деформація, яка супроводжується втратою стійкості під дією стискувальної сили. При подальшій осьової деформації напруження в кінці стрижня зменшуються, хоча максимальні напруження в середині стрижня змінюються мало. Цей процес добре видно на рис. 5.24, де показана еволюція поздовжнього згину в закритичної зоні після втрати стійкості.

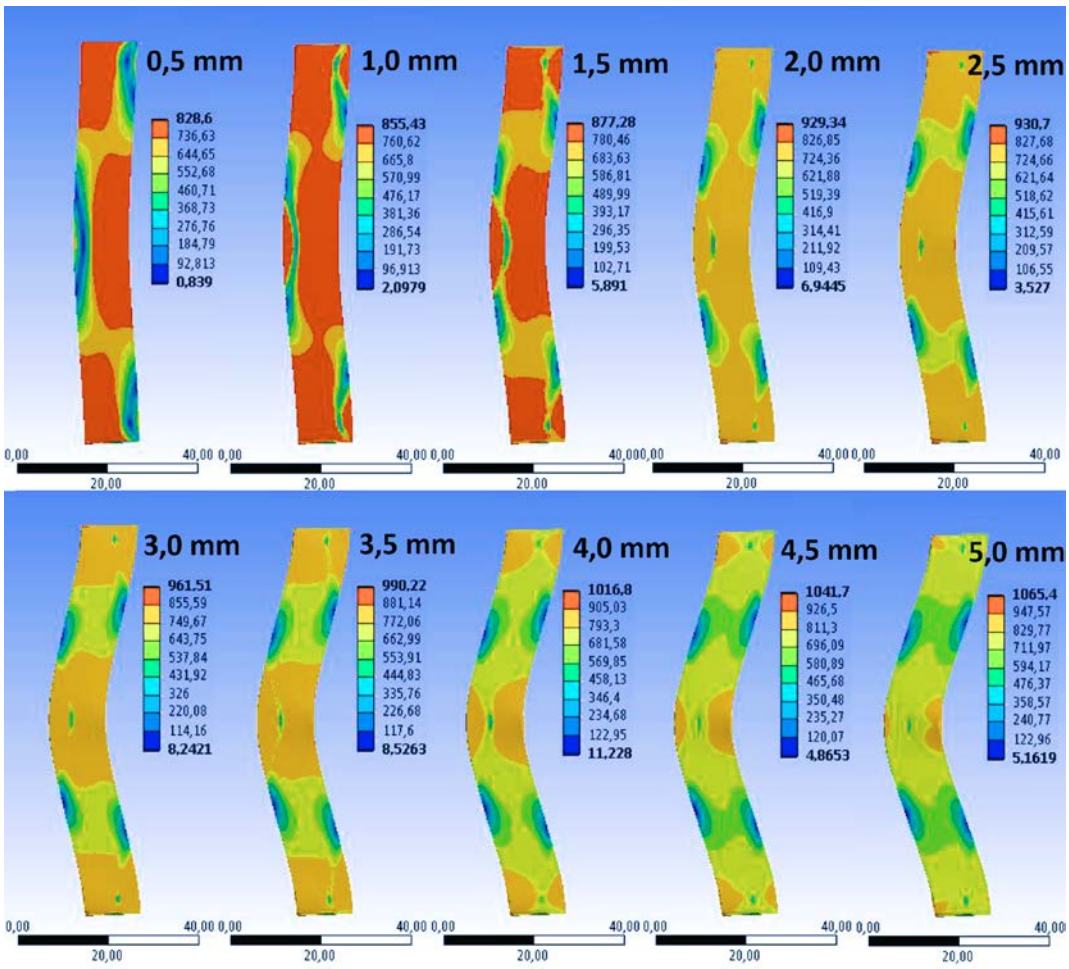



Рисунок 5.24 – Еквівалентна напруга по фону Мізесу при еволюції поздовжнього згину стрижня після втрати стійкості (зліва направо)

При втраті стійкості у середній частині стрижня виникає напруження у діапазоні 736-826 МПа (рис. 5.25). Цей результат приблизно відповідає отриманому раніше за допомогою класичної теорії опору матеріалів (рис.5.10). Потім після втрати стійкості крива питомої стискувальної сили (реакції опори) поблизу зони втрати стійкості починає розходитися від кривої напруження в середині стрижня (рис. 5.25). 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 [89].

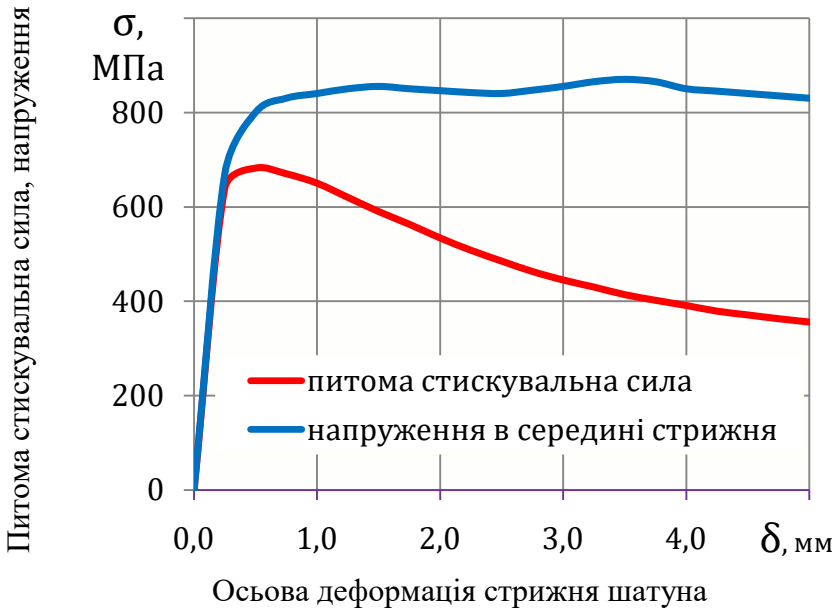



Рисунок 5.25 – Залежність сил і напружень від осьової деформації стрижня в закритичної зоні: еквівалентне напруження по фон Мізесу σe в середній частині стрижня та питома стискувальна сила (реакція опори), віднесена до площі поперечного перерізу стрижня

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.

## 5.3 Розрахункова модель визначення бічних сил у кривошипно-шатунному механізмі при гідроударі з використанням даних про напружено-деформований стан деталей

### 5.3.1 Визначення сил, які діють на деталі шатунно-поршневої групи при порушенні умов експлуатації

Аналіз причин пошкодження та руйнування деталей виконуваний у практичних завданнях автотехнічних досліджень показує, що такі руйнування нерідко виникають від перевищення навантажень при позаштатних режимах та порушеннях умов експлуатації. До таких умов (режимів) відносяться перевантаження, включаючи перевищення допустимої частоти обертання [224-225, 246, 264], модернізація двигуна з метою підвищення параметрів [79, 104, 248], у тому числі для спортивного [138, 159, 395] та авіаційного [144, 192, 242] застосування, шляхом використання нештатного палива [91, 101, 105, 220, 227, 284, 331, 348, 369, 396], перегрів [81, 98, 103, 250, 308, 319, 321, 350] та інші.

Нерідко в подібних випадках йдеться про втомне руйнування, яке викликане зростанням напружень в деяких "слабких" місцях конструкції деталей. Якщо припустити, що напруження в характерних перерізах деталі при звичайних робочих навантаженнях відомі, при подальшому збільшенні навантажень неминуче зростання напружень. Тоді деталь може почати руйнуватися в тих перерізах, де напруження максимальне.

Якщо виявити розташування небезпечних чи слабких перерізів, можна вирішити кілька практичних завдань:

1) в експлуатації відомі випадки руйнування деталей внаслідок перевантаження через порушення умов експлуатації, наприклад, при аварійному підвищенні частоти обертання [103, 123]. Такі випадки нерідко супроводжуються сильними руйнуваннями, коли визначення причини відмови та місця (перерізи) первинної руйнації в рамках автотехнічного дослідження утруднено внаслідок великої кількості фрагментів, їхнього сильного пошкодження тощо. Тоді виявлення слабких перерізів чи інших закономірностей пошкоджень вкаже їх причину,

2) при виробництві нерідко вирішується завдання модернізації серійної продукції з метою її поліпшення, наприклад, шляхом підвищення потужності ДВЗ, що вже знаходиться у виробництві чи експлуатації [79, 104, 248]. Як показує практика (у тому числі підготовки спортивних двигунів [138, 159, 395]), подібні завдання зазвичай вирішуються з максимально можливим

використанням деталей, що вже випускаються, що може викликати зниження експлуатаційної надійності. Тоді виявлення слабких перерізів покаже, з одного боку, де очікується руйнування, і які деталі не слід використовувати в модернізованому двигуні. З іншого боку, це допоможе уникнути зайвих витрат на заміну тих деталей, які ще мають достатні характеристики міцності.

Для того, щоб визначити такі перерізи, очевидно, слід виконати моделювання навантаження серійних деталей на робочому режимі та визначити їх напружено-деформований стан. Це необхідно також для верифікації моделі, що вимагає принаймні порівняння отриманих напружень з допустимими. Далі можна провести аналогічне моделювання в деякої зоні підвищених навантажень, які відповідають умовам нештатної експлуатації. Після чого можна екстраполювати на цю зону дані, отримані при моделюванні на робочому режимі, якщо характер виявленого напруження вже вказує на небезпечні перерізи деталей.

Зазвичай таке моделювання напружено-деформованого стану виконується у завданнях проєктування, для чого існує цілий ряд відповідних програмних засобів та методів, що дозволяють це зробити [22, 45, 157, 188, 293, 325, 403]. Проте для експлуатаційних завдань загалом і завдань досліджень технічного стану ДВЗ таке моделювання, зазвичай, не застосовується внаслідок складності [211].

Основною особливістю описуваного виду моделювання є ступінь відповідності навантажень, що прикладаються до деталей, тим, які виникають при роботі двигуна на досліджуваному режимі. Зрозуміло, що максимально наближена до реального об'єкта модель – це повна математична модель всього двигуна, тобто кривошипно-шатунного механізму, циліндро-поршневої групи та клапанного механізму принаймні одного циліндра. Тоді з'являється можливість розглянути деталь у складі двигуна і виявити всі навантаження, що реально діють на неї, в тому числі динамічні.

Однак для практичного використання в автотехнічних дослідженнях такі складні завдання не мають реальної перспективи. Тому вирішення подібних

завдань на практиці для досліджень несправностей при порушенні умов експлуатації та отримання даних, які могли б потім використовуватися в практиці досліджень, має сенс лише у разі запровадження відповідних спрощень.

Як приклад були обрані деталі реального двигуна – поршень, поршневий палець і шатун, на які припадає основна частина додаткових навантажень і, відповідно, пошкоджень при нештатній експлуатації будь-якого двигуна.

Розрахунки виконувались для типового автомобільного двигуна:

1. Тип – бензиновий, атмосферний.
2. Кількість клапанів на циліндр – 4.
3. Робочий об'єм – 1700 $см^3$.
4. Ступінь стиску – 10,5.
5. Діаметр циліндра/хід поршня – 83/80 мм.
6. Діаметр/ширина шатунної шийки колінчастого валу – 45/25 мм.
7. Діаметр / довжина поршневого пальця - 20/60 мм.
8. Ширина шатуна – 22 мм.
9. Довжина шатуна – 130 мм.
10. Діаметри головок клапанів (впуск/випуск) – 30/26 мм.

Навантаження, що діють на деталі, визначалися шляхом розрахунку циклу ДВЗ за допомогою програми Lotus Engine Simulation [287].

Розрахунок виконувався для кількох значень частоти обертання при повному навантаженні. Отримані значення тиску в циліндрі необхідні розрахунку навантажень на поршень, шатун і поршневий палець.

Для розрахунку використані відомі співвідношення для шатунно-поршневої групи, що діють на деталі [188, 225, 351, 390]. Так, сила тиску на поршень обчислюється за формулою (1.36), при цьому використовується миттєвий тиск у циліндрі, що отримується з розрахунку за програмою Lotus Engine Simulation (рис.5.26) для кожного значення кута повороту колінчастого валу.

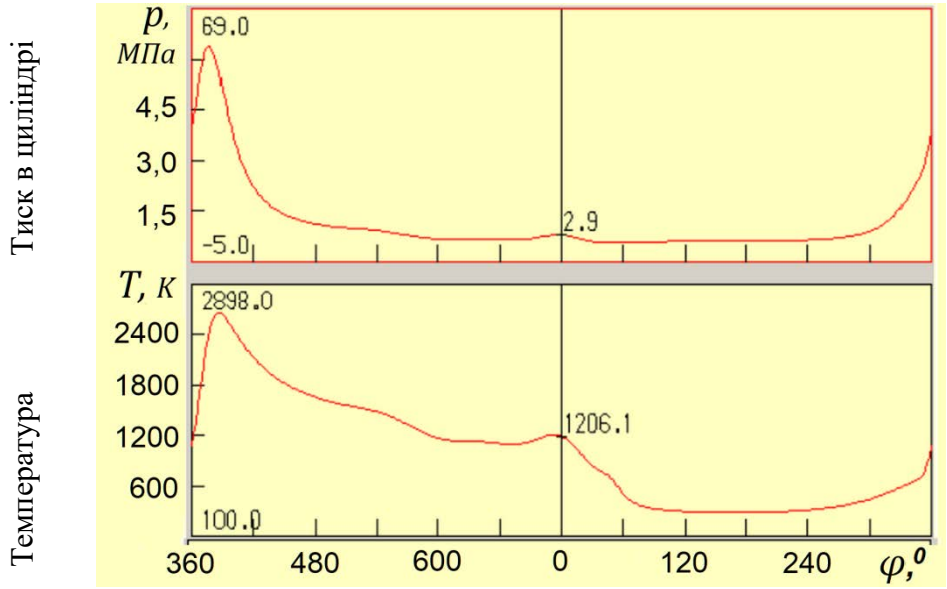
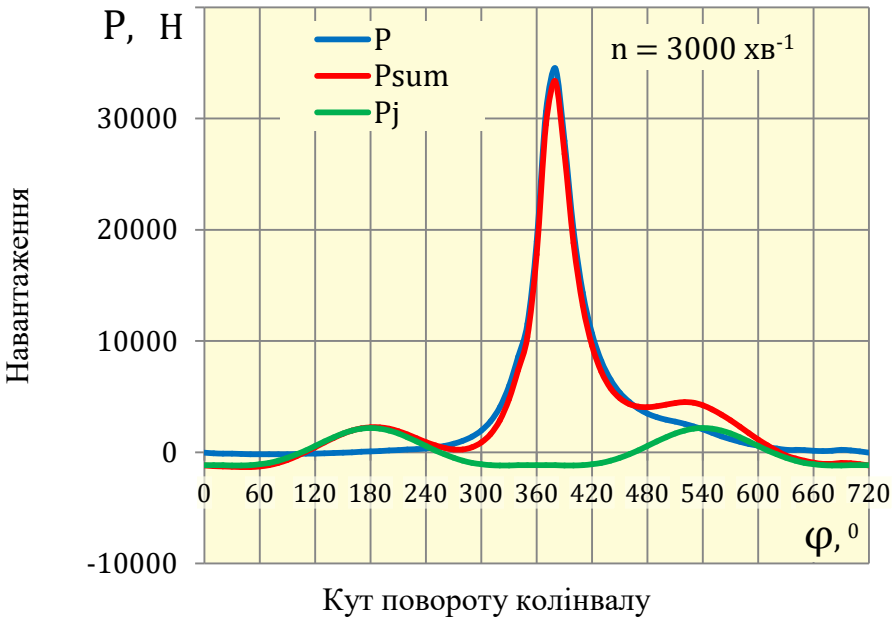



Рисунок 5.26 – Приклад розрахунку параметрів циклу бензинового двигуна в програмі Lotus Engine Simulation при $n$ = 6000 хв$^{-1}$ для подальшого визначення навантажень, що діють на деталі

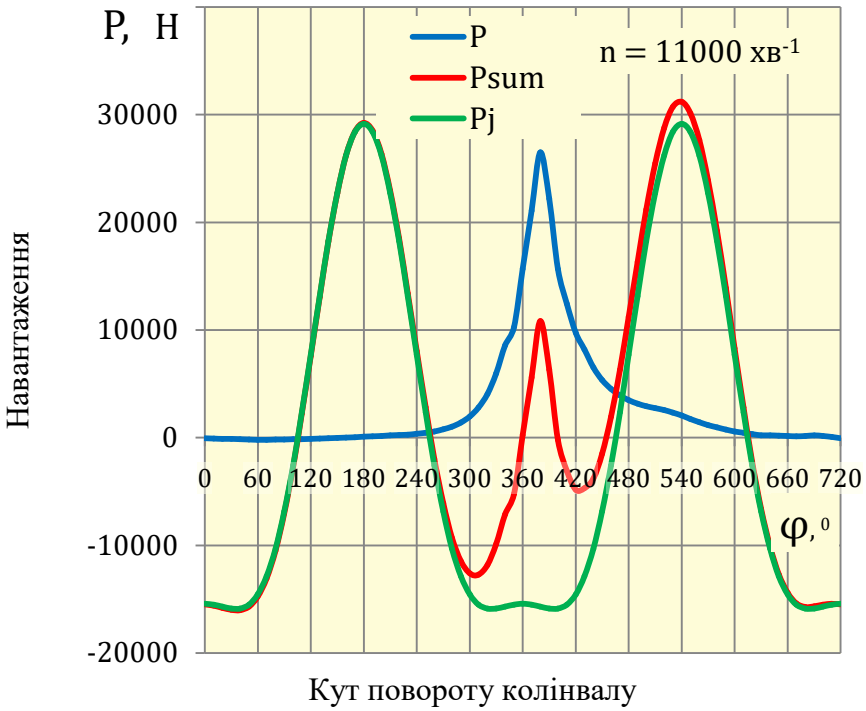
Сила інерції, яка прикладена до маси зворотно-поступально рухомих деталей, знаходиться за формулою (1.32). У розрахунках частина маси шатуна, що відноситься до поступово рухомих мас, враховувалася коефіцієнтом $\beta$ = 0,25.

Сумарна сила, що діє на зворотно-поступально рухомі деталі, розраховується за формулою (1.33) для різних режимів роботи двигуна. Для прикладу на рис.5.27 наведено результати розрахунків для двох режимів при повному навантаженні – середнього експлуатаційного ($n$ = 3000 хв$^{-1}$) та режиму перевищення максимально допустимих оборотів за порушенням умов експлуатації ($n$ = 11000 хв$^{-1}$).

Навіть просте порівняння характеру діаграм показує, наскільки велика різниця чинних навантажень – на знижених режимах навантаження шатуна відбувається, переважно, силами тиску газів, тоді як за порушенням умов експлуатації визначальними стають сили інерції.




а




б

Рисунок 5.27 – Порівняння характеру зміни сил, що діють на масу деталей за їх зворотно-поступальним рухом протягом циклу (2 обороти колінчастого валу) бензинового двигуна при повному навантаженні: а – в режимі середньої експлуатаційної частоти обертання $n$ = 3000 хв$^{-1}$, б – при значному перевищенні максимальної частоти обертання (11000 хв$^{-1}$); $P$ – сила тиску газів, $P_j$ – сила інерції, $P_{sum}$ – сума сил тиску та інерції

Маючи такі приблизні дані, при проведенні автотехнічних досліджень з'являється можливість визначити, наскільки рівень навантажень при порушенні умов експлуатації міг бути вищим за максимально допустимий. Крім того, можна оцінити наслідки, до яких такі навантаження призводять.

Так, формули (1.32) випливає, що інерційні навантаження пропорційні квадрату частоти обертання. У той самий час рис. 3.79 показує, що на високих частотах обертання інерційні навантаження настільки високі, що сили тиску вже не помітно впливають на процес, особливо, при часткових навантаженнях двигуна.

Якщо прийняти для максимального режиму, що відповідає частоті обертання $n_0$ і повному навантаженню, коефіцієнт запасу втомної міцності деталі $k_{\sigma-1}$, то максимальне напруження в її небезпечному перерізі $\sigma_n$ при збільшенні частоти обертання понад $n_0$ можна наближено записати як:

$$\sigma_n = \sigma_0 \frac{n^2}{n_0^2} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma-1}} \frac{n^2}{n_0^2}, \qquad (5.12)$$

де $\sigma_0$ – напруження в небезпечному перерізі деталі на максимальному режимі, що відповідає $n_0$ та повному навантаженню, $\sigma_{-1}$ – границя витривалості деталі (при симетричному циклі навантаження).

У разі порушення умов експлуатації, коли відбувається неконтрольоване закидання частоти обертання [83, 88], напруження у деталі можуть досягти границі міцності деталі, що визначається границею плинності $\sigma_T$ її матеріалу. При циклічному характері навантаження це призведе до руйнування деталі протягом кількох циклів. З урахуванням того, що час циклу в таких умовах становить менше ніж 0,01 с, така руйнація матиме фактично миттєвий характер. Тоді, очевидно, з вираження (5.12) можна отримати формулу розрахунку частоти обертання $n_{max}$, при якій відбудеться миттєве руйнування деталі від перевищення границі плинності:

$$n_{\max} = n_0 \sqrt{k_{\sigma-1} \frac{\sigma_T}{\sigma_{-1}}} . \qquad (5.13)$$

Відомо, що конструкційні матеріали, які застосовуються у двигунобудуванні для деталей шатунно-поршневої групи, мають границю плинності приблизно вдвічі вище, ніж границя витривалості $\sigma_{-1}$ [50]. Тоді при коефіці́єнті запасу міцності $k_{\sigma-1}$ = 1,3 формула (5.13) набуває особливо простого вигляду:

$$n_{\max} = 1,61 \cdot n_0 , \qquad (5.14)$$

звідки випливає, що при максимальній робочій частоті обертання двигуна $n_0$ = 6500 хв$^{-1}$ миттєве руйнування однієї з деталей шатунно-поршневої групи, коли вона відчуває найвище напруження в небезпечному перерізі, станеться при частоті обертання 10480 хв$^{-1}$ [103].

У реальних умовах руйнація може бути малоцикловою втомною. Межу між звичайною багатоцикловою та малоцикловою втомою визначають у $10^4$ циклів [69, 394], час дії руйнівного навантаження при такій частоті обертання буде близько хвилини (до руйнування). Малоциклова втома може вплинути на момент руйнування, який станеться при меншій частоті, ніж дає формула (5.14), однак у реальній експлуатації процес закидання частоти обертання має надзвичайно короткочасний характер, коли говорити про витримування якогось постійного режиму неможливо. З цієї причини наявні дані про випадки руйнувань деталей через значне перевищення допустимої частоти обертання [87] загалом підтверджують результати розрахунків за формулою (5.14).

Загальна схема сил, які діють основні деталі шатунно-поршневої групи, показано на рис.5.28. Ця схема фактично визначає постановку граничних умов на вирішення завдань навантаження всіх аналізованих деталей. При цьому отримані діаграми дозволяють визначити величини сил, які потрібні для завдання граничних умов для розрахунку напружено-деформованого стану деталей.

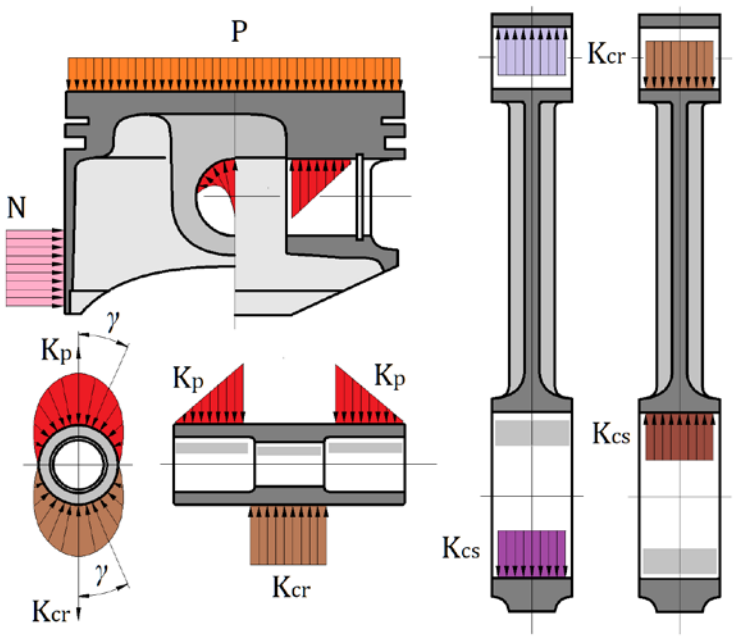



Рисунок 5.28 – Схема сил, що діють на деталі шатунно-поршневої групи при їх моделюванні в режимах, що відповідають порушенням умов експлуатації: $P$ – сила тиску газів, $N$ – сила бічної реакції від стінки циліндра на спідницю поршня, $K_p$ – сила тиску поршня на поршневий палець, $K_{cr}$ – сила тиску пальця на шатун, $K_{cs}$ – сила тиску шатуна на шатунний підшипник, γ – поточний кут по колу поршневого пальця

Для поршневого пальця у розрахунках покладалося, що у палець діють сили від бобишек поршня $K_p$. Вони прикладені на краях пальця і дорівнюють половині сили, що розраховується за формулами (1.32)-(1.33), але з масою тільки поршня та поршневих кілець:

$$m_{\Sigma} = m_p + m_{pr} . \qquad (5.15)$$

Сила тиску $K_p$ має розподілений характер, що враховується шляхом завдання розподілу питомої сили по довжині та окружності пальця. У загальному випадку питома сила може бути постійною по осі пальця, але змінною по окружності – максимальною у напрямку дії сили та зменшуватися по колу до нуля в точці по колу пальця перпендикулярно напрямку дії сили (рис.5.28).

Такий характер зміни питомої сили по окружності може бути заданий у різний спосіб, але найбільш просто це зробити за допомогою тригонометричних функцій. Наприклад, розподіл питомої сили по окружності пальця можна подати у вигляді:

$$k_\gamma = \frac{R}{l}\cos\gamma\,, \tag{5.16}$$

де $l$ – довжина окружності пальця, яку діє тиск, $\gamma$ – поточний кут по окружності пальця, який змінюється від $-\frac{\pi}{2}$ до $+\frac{\pi}{2}$.

Інтегрування вираження (5.16) у цьому діапазоні дає середнє значення тиску

$$k_{\gamma m} = 2\frac{R}{\pi l}\,, \tag{5.17}$$

що з урахуванням вираження для довжини окружності $l = 0,5\pi d_p$ дозволяє записати вираження для питомої сили на обох сторонах пальця:

$$k_p = \frac{K_p}{d_p b_b}\cos\gamma\,. \tag{5.18}$$

де $b_b$ – довжина отвору бобишки.

Якщо далі врахувати лінійний характер зміни питомої сили по довжині пальця від 0 на краю до максимального на ширині бобишки, то вираження (5.18) набуде дещо іншого вигляду:

$$k_p = 2\frac{K_p}{d_p b_b}\left(\frac{x}{b_b}\right)\cos\gamma\,, \tag{5.19}$$

де координата $x$ змінюється не більше $0–b_b$ і відраховується від краю пальця.

Завдання навантаження поршневого пальця може бути наближено

вирішена за умови сполучення пальця з поршневою головкою шатуна. З цією метою прийнято таке сполучення, при якому поршнева головка нерухомо закріплена, а палець встановлений у неї також нерухомо, і на нього з 2-х сторін діє розподілена за законом (5.18) питома сила. Для такої постановки граничних умов при деформації пальця під навантаженням реакція бобишек поршня враховується приблизно, тому моделювання носить такий же наближений характер, як і всі інші завдання, де деталь розглядається окремо без пов'язаних деталей.

Вплив сил на поршень має складний характер (рис.5.27). Врахувати всі чинні сили разом у рамках простих моделей важко з причин, зазначених вище. Саме тому для експлуатаційних завдань доцільно розглядати деякі види навантажень окремо. Наприклад, поперечні навантаження можуть бути змодельовані в 1-му наближенні простим стиском спідниці поршня. При цьому силу стиснення можна покласти рівною поперечній силі, що діє на масу деталей при зворотно-поступальнім руху, яку можна розрахувати за формулою (1.34).

Сила $N$ може бути представлена у моделі як розподілене навантаження (питома сила) на виділену зону поверхні спідниці. Таким способом можна орієнтовно оцінити напруження, що виникають у поршні через поперечні реакції від поверхні циліндра. Це може допомогти у поясненні деяких експлуатаційних пошкоджень поршнів при їх перевантаженні вид порушення умов експлуатації (у тому числі від перевищення допустимих оборотів, гідроудару в циліндрі та ін.). Водночас моделювання поздовжніх навантажень на поршень (у вертикальному напрямку), якщо розглядати його окремо від сполучених деталей, проблематичне, оскільки воно не дає реальної картини та не дає змоги отримати достовірні результати. Для такого завдання потрібно не тільки враховувати пари поршня з поршневим пальцем і шатуном, але й моделювати інерційні навантаження, що діють на поршень. Фактично ця вимога призводить до необхідності створення повної моделі двигуна та до зазначеної вище недоцільності її застосування в практиці автотехнічних досліджень через надмірну складність.

Дещо простіше може бути вирішена задача моделювання шатуна. Якщо знехтувати дією сил інерції безпосередньо на стрижень шатуна, а прикласти ці сили до голівок шатуна, то можна припустити, що на шатун діють тільки розтягувальні та стискувальні сили. Наприклад, якщо закріпити кривошипну головку на валу, то до поршневої головки шатуна можна докласти силу $K_{cr}$, що визначається, згідно з формулою (1.35), за сумарною силою $P_{\Sigma}$, прикладеної до маси зворотно-поступально рухомих деталей.

При завданні чинної сили можна врахувати її розподіл по довжині та окружності поршневої головки так само як це зроблено для поршневого пальця. Для цього сполучення слід прийняти значення питомої сили $k_{cr}$ постійним по довжині отвору та змінним по окружності залежно від поточного кута по окружності пальця, який відраховується від напрямку дії сили $K_{cr}$:

$$k_{cr} = \frac{K_{cr}}{d_p b_{cr}} \cos\gamma, \qquad (5.20)$$

де $bcr$ – ширина поршневої голівки шатуна.

Аналогічно можна "перевернути завдання" – нерухомо затиснути поршневу головку і навантажити кривошипну. Далі можна задати відповідний тиск (питому силу) на поверхні підшипника, наприклад, щоб досліджувати напруження в кривошипній головці. Можливі та комбіновані схеми постановки граничних умов, включаючи завдання сили (стискувальної або розтягувальної) між поршневим пальцем і валом при їх установці в головки шатуна, в тому числі з метою моделювання навантаження кришки окремо від шатуна.

Нижче наведено результати моделювання напружено-деформованого стану деталей шатунно-поршневої групи при гідроударі, у Додатку Р розглянуто аналогічні завдання інших видів пошкоджень деталей від позаштатних навантажень.

### 5.3.2 Моделювання напружено-деформованого стану деталей шатунно-поршневої групи при нештатних навантаженнях

Після того, як усі основні схеми навантаження деталей визначені, можна виділити такі основні завдання, які необхідно вирішити в рамках моделювання, що виконується:

1. Визначення напружено-деформованого стану поршня від стискувальних навантажень.

2. Визначення температурного стану поршня та розрахунок температурних напружень та деформацій.

3. Розрахунок напружено-деформованого стану шатуна від навантажень стиснення, розтягування та згину.

4. Визначення напружено-деформованого стану кришки шатуна.

5. Розрахунок напружено-деформованого стану поршневого пальця від згинальних навантажень.

З перерахованих як мінімум три завдання, а саме №№ 1, 3 і 5, стосуються безпосередньо гідроудару і дозволяють не тільки оцінити видиму деформацію шатуна, а й пов'язати її з деформацією сполучених деталей.

Для моделювання використовувався програмний комплекс ANSYS у версії Student. Вибір версії обумовлений свідомим обмеженням складності розв'язуваних завдань моделювання з метою забезпечення їх відповідності експлуатаційним проблемам та можливості практичного застосування моделей та результатів у практиці досліджень технічного стану.

Розрахунки виконувались у програмному середовищі ANSYS Workbench (рис.5.28) у кілька етапів [79]. На першому етапі моделювання задаються властивості матеріалу поршня (рис.3.81). Властивості матеріалу можуть задаватися двома способами – вибиратися із вбудованої бібліотеки або створюватись вручну.

Як матеріал був обраний поршневий сплав типу AlSi12CuNiMg (Mahle 124, АК12) [50] з наступними властивостями (для температури $150^0$C):

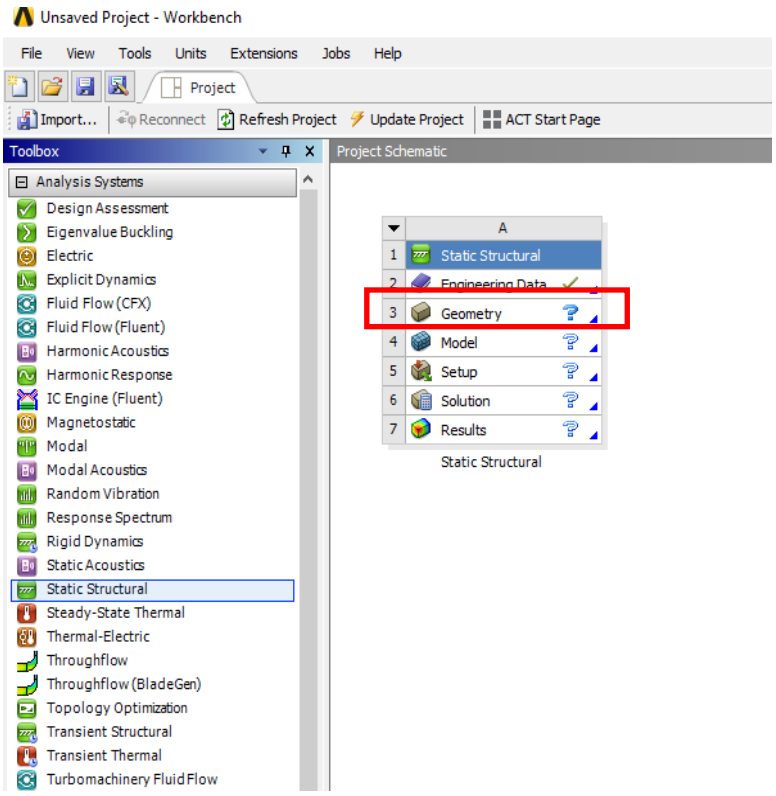
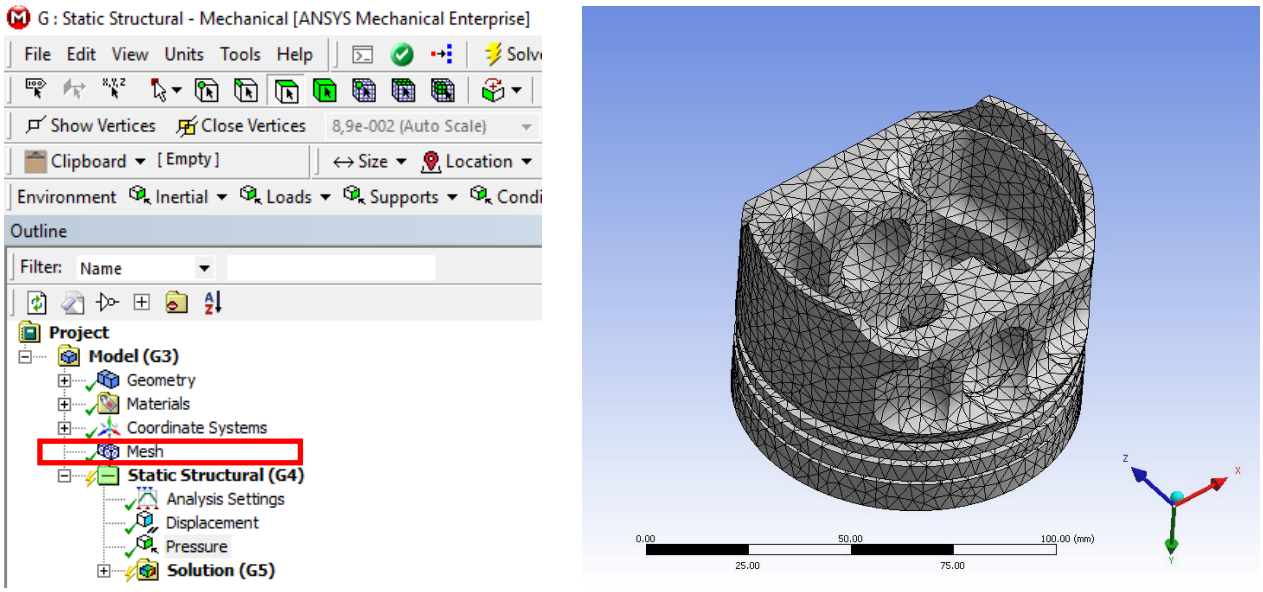



Рисунок 5.28 – Дерево проєкту та завдання властивостей матеріалу у програмному модулі Static Structural

- границя міцності при розтягуванні $\sigma_в$ = 200 Мпа;
- границя плинності $\sigma_{0,2}$ = 185 МПа;
- границя витривалості $\sigma_{-1}$ = 85 МПа;
- модуль пружності $E = 0{,}7 \cdot 10^5$ Мпа;
- коефіцієнт Пуассона $\mu$ = 0,33;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda$ = 150 Вт/м·К;
- відносне подовження $\delta$ =1%;
- коефіцієнт термічного розширення $\alpha = 20{,}6 \cdot 10^{-6}$ м/м·К;
- густина $\rho$ = 2680 кг/м$^3$.

На другому етапі створюється (імпортується) геометрія моделі, далі створюється математична модель деталі, що є сіткою скінченних елементів (рис.5.29), і задаються граничні умови (рис.5.30).




а б

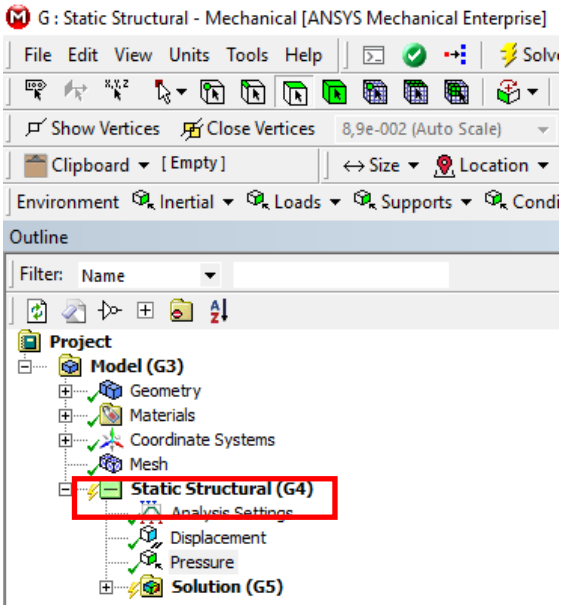
Рисунок 5.29 – Створення математичної моделі поршня: а – у програмі ANSYS; б – вигляд скінченно-елементної сітки

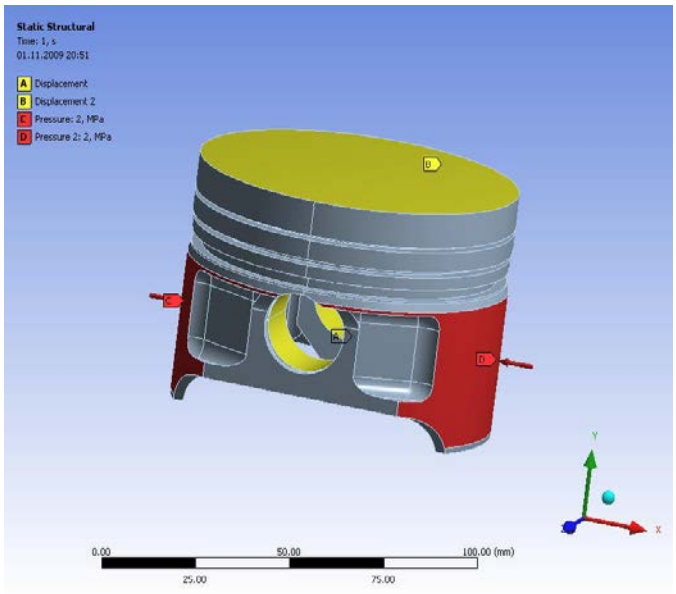
Завдання граничних умов у розглянутій задачі передбачає нерухомість днища поршня та отвори під палець із додатком однакового питомого навантаження (тиску) до всієї поверхні спідниці. Цей тиск при відомій площі поверхні може бути отримано на різних режимах роботи двигуна та в різних положеннях колінчастого валу за формулою (1.34). Як приклад на рис.5.30 наведено значення тиску 2,0 МПа.

На завершальному етапі моделювання проводяться, при необхідності, налаштування вирішувача, після чого виконується розрахунок та аналізуються результати розрахунку.

Результати моделювання показують деформацію спідниці, як залежність від питомого навантаження (тиску). У прикладі (рис.5.31) тиск 2,0 МПа викликає пружну деформацію 0,069 мм набік або 0,138 мм на діаметр.

В експлуатації можливі несправності з залишковою деформацією спідниці поршня, що також можна моделювати за допомогою описаної моделі. Наприклад, для різних конструкцій поршнів неважко визначити, при якому тиску напруження в перерізах спідниці досягають границі плинності, і в матеріалі поршня виникає залишкова деформація.




а б

Рисунок 5.30 – Завдання граничних умов: а – у програмі ANSYS; б – схема дії граничних умов на поверхнях поршня; жовтий колір – обмеження переміщення, червоний колір – тиск на поверхню

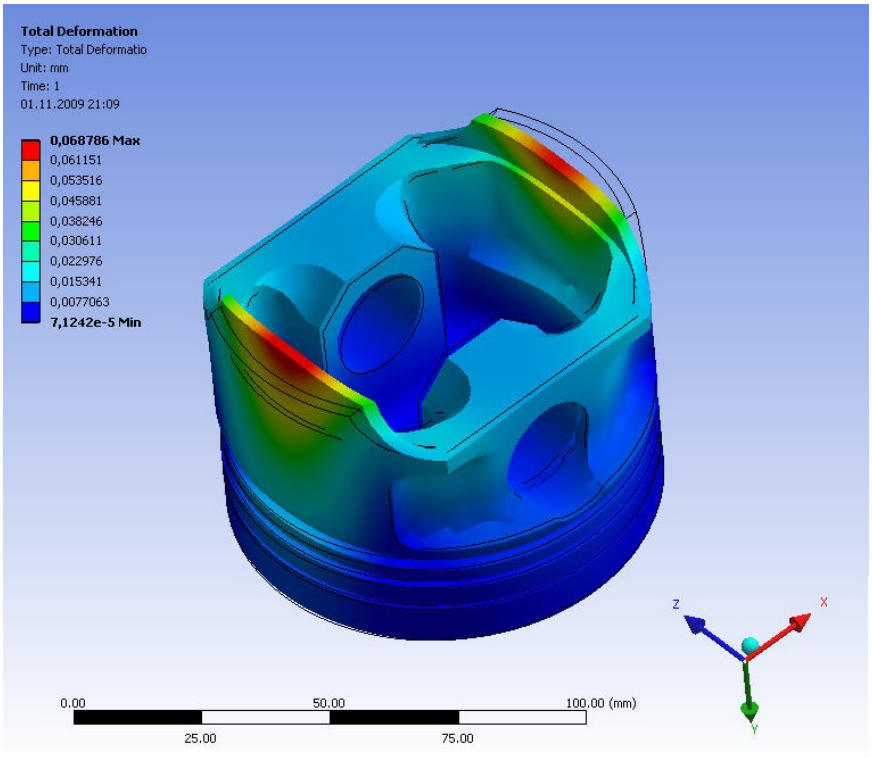



Рисунок 5.31 – Результати моделювання деформації поршня від розподіленої сили, що діє на спідницю

Ці дані застосовні при дослідженні таких видів несправностей як гідроудар у циліндрі та перевищення максимальної частоти обертання, що дозволяє досить точно моделювати пошкодження при порушенні умов експлуатації.

З практики ремонту двигунів також відомо [103], що за надмірно великого навантаження на спідницю поршня можлива поява залишкової деформації. Фізично це відбувається внаслідок перевищення границі плинності матеріалу. Отримати таку деформацію можна двома способами – безпосередньо шляхом створення надмірного зусилля (тиску) безпосередньо на спідницю, а також шляхом тиску на поршень у поперечному напрямку у зоні отвору під палець.

У першому випадку йдеться про навантаження спідниці поршня надмірної бічною силою, що виникає, наприклад, в результаті впливу на поршень сил тиску та інерції при відхиленні осі шатуна від осі циліндра (наприклад, при гідроударі).

У другий випадок, при стисканні поршня по бобишкам, відбувається розширення поршня по спідниці. Такий процес не відповідає навантаженню поршня в циліндрі, але його легко отримати у вільному стані як механічний стиск, і він описаний у ремонтній літературі [103].

Однак, якщо поршень знаходиться в циліндрі, процес пластичної деформації у разі подібного стиснення буде розвиватися в протилежний бік – у зв'язку з тим, що спідниця обмежена набагато міцнішим циліндром, а днище конструктивно набагато товщі та міцніше спідниці. В результаті надмірне зусилля стискування бобишок вздовж осі пальця призведе до пластичної деформації стиснення поршня в циліндрі перпендикулярному напрямі, тобто по спідниці.

Цей процес добре відомий з досвіду експлуатації двигунів і найбільш характерний для випадків порушення умов експлуатації. Наприклад, при перегріві двигуна відбувається процес пластичної деформації стиснення спідниці, він викликається надмірним термічним розширенням поршня в циліндрі, при якому виникають значні напруження стиснення [103]. Не можна виключити деформацію й від перевантаження внаслідок перевищення

максимально допустимої частоти обертання, а також за гідроудару, коли в циліндрі виникає надмірний тиск [101].

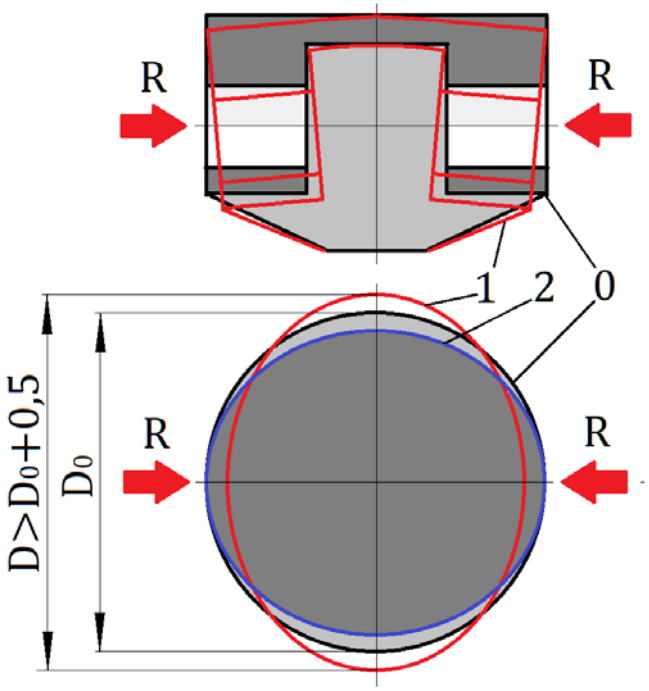



Рисунок 5.32 – Характер деформації поршня шляхом стиснення силою R по осі пальця: 0 – вихідний контур поршня без навантаження, 1 – контур поршня при стисканні у вільному стані поза циліндром; 2 – можливий контур поршня після стиснення по осі пальця в циліндрі, пластичної деформації спідниці та зняття навантаження.

У відомих джерелах будь-які моделі, що дозволяють отримати кількісні дані про ці процеси, відсутні. Це пов'язано з тим, що у двигуна, що працює на робочих режимах, перевантаження не допускається, і будь-який проєктувальний розрахунок проводиться саме з таких обмежень [293-294]. Однак, якщо за наявності даних про тиск у циліндрі при гідроударі можна розрахувати напруження в стрижні шатуна при втраті стійкості, то логічно було б описати процеси перевантаження також і для пов'язаних з шатуном деталей. У такому випадку, при отриманні закономірностей деформації шатуна з'являється можливість розширити модель гідроудару на поршневу групу.

Для цього необхідно розглянути сили, що діють на поршень. Однак перш за все, як вихідні дані, слід вказати деякі важливі результати вже виконаного моделювання. Для типового поршня автомобільного бензинового двигуна (діаметр циліндра 83 мм, діаметр поршневого пальця 22 мм) в результаті моделювання було отримано, що при тиску на спідницю 2,0 МПа її пружна деформація дорівнює 0,069 мм на бік або 0,138 мм на діаметр (мал. 5.30 та 5.31). З іншого боку, з досвіду ремонту відомо, що більшість поршнів, виконаних з аналогічного поршневого сплаву, отримують залишкову деформацію після того, як спідниця деформувалася більш ніж на 0,50 мм на діаметр [103]. Якщо покласти це значення, що відповідає досягненню границі плинності матеріалу, то простий розрахунок дає критичне значення тиску на спідницю орієнтовно 7,2 МПа.

Отже, можна попередньо прийняти, що при тиску на спідницю 7,2 МПа, пружна деформація спідниці складе 0,25 мм на сторону (0,50 мм при симетричному здавленні з 2-х сторін). При цьому напруження будуть відповідати границі плинності матеріалу та початку пластичної деформації спідниці. Таким чином, якщо після гідроудару спідниця поршня має залишкову деформацію [103, 240], то дані щодо питомого навантаження (тиску) та деформації дозволять оцінити сили, що діють у цьому процесі.

### 5.3.3 Визначення навантажень, що діють на поршень та поршневий палець при гідроударі

Для вирішення завдання необхідно розглянути схему шатунно-поршневої групи та основні сили, що діють у ній (рис. 5.33). З метою спрощення дезаксаж у досліджуваній схемі кривошипно-шатунного механізму не враховується, а досліджуваний процес сприймається як квазистатичний.

У всіх класичних працях з теорії ДВЗ вважається, що бічна сила тиску поршня на циліндр виникає тільки з розкладання за напрямами сумарної сили (тиску та інерції), що діє на масу деталей при їх зворотно-поступальним рухом

[19, 294, 351, 354, 402]. 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.

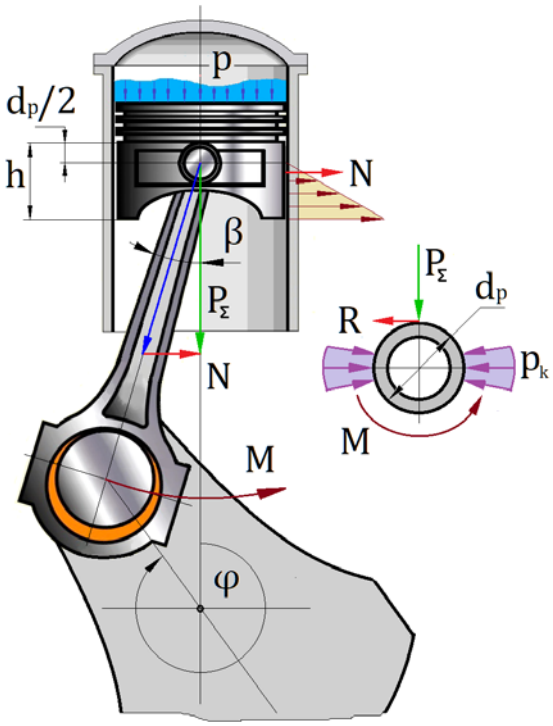



Рисунок 5.33 – Схема шатунно-поршневої групи, а також сили та моменти, що діють на деталі при гідроударі

Зі схеми (рис. 5.33) зрозуміло, що це бічна сила на поршень створює тиск, тобто тисне на спідницю поршня. Ця сила визначається за формулою (1.34) залежно від сумарної сили $P_\Sigma$ (1.33), що діє на поршень, та кута $\beta$ відхилення шатуна від осі циліндра.

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, що прямо випливає з рис. 5.27а. Йдеться про частину циклу стиснення, причому з рідиною в циліндрі, коли тиск у циліндрі не просто значно, а у багато разів перевищують звичайний рівень. При цьому, коштом заміщення частини

об'єму повітря нестисливою рідиною, 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 [89], у тому числі за допомогою методу скінченних елементів (рис. 5.18-5.20), відомо, що втрата стійкості настає при питомому навантаженні (напруженні) в діапазоні 700-800 МПа (рис. 5.25). Тобто, при досягненні цього значення при гідроударі осьова сила далі не зростає. Це означає, що у вузькому діапазоні кутів повороту колінчастого валу, що розглядається, вона може бути прийнята постійною.

Для моделювання сил, що діють на поршень при гідроударі, як приклад вибрано значення відносної кількості рідини в циліндрі (тобто віднесеної до об'єму камери згоряння) $\varepsilon_v$ = 1,0. Це значення відображає середню кількість рідини, яка найчастіше викликає гідроудар у реальних умовах експлуатації [103, 249].

Питома стискувальна сила, що діє на стрижень, пов'язана з тиском у циліндрі простим співвідношенням (1.56). Для обраного значення $\varepsilon v$ розрахунок процесу стиснення повітря з рідиною за розробленою моделлю гідроудару (рис.5.6) дає зміну тиску в циліндрі по куту повороту колінчастого валу, як представлене на рис.5.34. При цьому формула (1.56) визначає максимальний тиск у циліндрі згідно з умовою втрати шатуном стійкості (після якого тиск у циліндрі коштом деформації шатуна не зростає). Для подальших досліджень було обрано стрижень шатуна з традиційним профілем 20х12 мм з основою 4 мм та полицями товщиною 3 мм [101].

Тепер на діаграму тиску (рис.5.34) можна завдати обмеження ($p_1$) по куту повороту приблизно в діапазоні 17-17,5 МПа (у середньому 17,3 МПа) при куті повороту колінвала в діапазоні 340-350$^0$ (середнє значення 346$^0$ за 17,3 МПа). У цьому діапазоні (або при досягненні цього значення) тиск у циліндрі стає незмінним у зв'язку із втратою стійкості та деформацією шатуна.

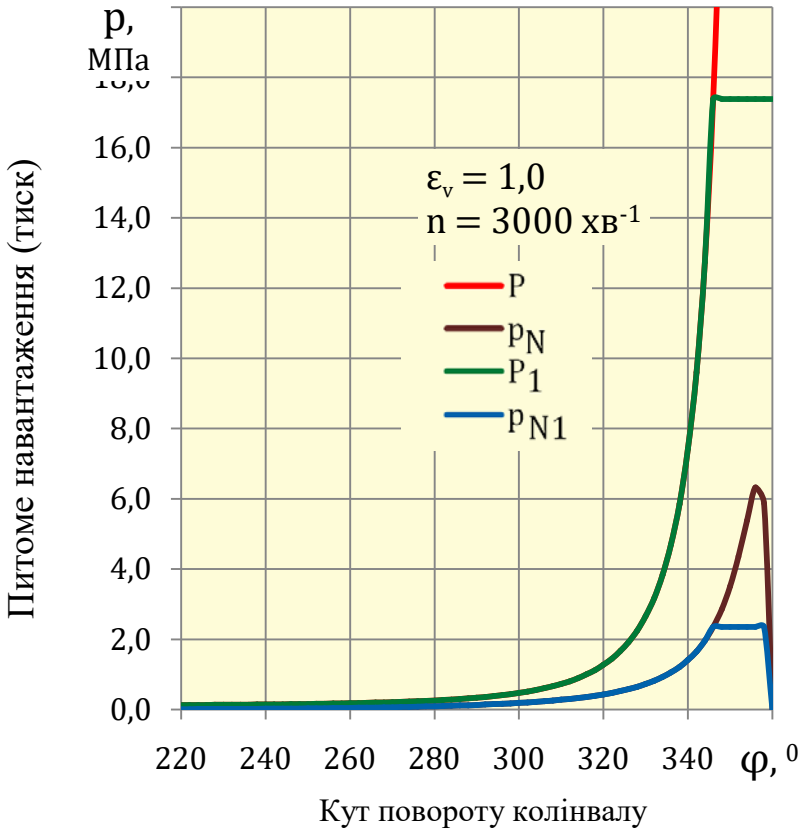



Рисунок 5.34 – Результати розрахунку тиску в циліндрі та питомого навантаження (тиску) на спідницю поршня від бічної сили: $p$ – реальний тиск на спідницю; $p_N$ – тиск з класичної теорії; $p_{N1}$ , $p_1$ – обмеження навантаження від втрати стійкости шатуна

Відповідно, ці дані дозволяють розрахувати та бічну силу спідницю, що описується формулою (1.34). 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. Звідси з формули (1.34) тиск спідниці на циліндр становитиме

$$p_N = 2\left(p - p_0\right)\cdot tg\beta\,. \qquad (5.21)$$

Обмеження, спричинене втратою стійкості стрижня шатуна, згідно з формулою (5.21), поширеться на питоме навантаження, і саме це значення ($p_{N1}$ на графіку рис.5.34) є метою розрахунку.

Згідно з отриманим результатом розрахунку за формулою (5.21), при гідроударі досліджуваний поршень має бічне тиск лише 2,3 МПа. Дані моделювання бічного навантаження за допомогою методу скінченних елементів (рис.5.30 та 5.31) показують, що таке навантаження повинне дати пружну деформацію приблизно 0,16 мм. Виходить, що розрахунковий тиск ще далекий від критичного при перевищенні границі плинності, який був би досягнутий при критичному значенні 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.5.34), бічної сили (крива $p_N$) все одно не вистачило б для пластичної деформації спідниці, оскільки тиск на спідницю залишається набагато нижче критичного.

Тобто результат розрахунку суперечить даним відомих досліджень гідроудару, де пластична деформація спідниці поршня є звичайним явищем [103]. Виникає суперечність, оскільки незрозуміло, де знаходиться "недостатня" сила, що здавлює спідницю з додатковим зусиллям, відповідним тиску 4,9 МПа. Ця сила набагато, у 2-2,5 раза більша від бічної сили, що визначається тиском газів 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.5.33). Для спрощення завдання передбачається, що палець має нерухому посадку в поршневій головці шатуна [103]. 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 (1.58).

Розрахунок для пальця з розмірами 22х14х60 мм при максимальному тиску в циліндрі при гідроударі, дає наступний результат: при $p$ = 17,4 МПа $\Delta d_p$ = 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 овальність приблизно $\Delta d_p$ = 0,02 мм, що є гранично допустимим згідно [294], 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 [240].

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 [122]. Тобто класична теорія фактично побудована на відсутності тертя у поєднанні пальця і поршня [188, 225-226, 402-403]. 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 (1.34) 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.5.33) 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 [80]:

$$\delta_0 = \left( h - \frac{d_p}{2} \right) tg\beta_0 , \tag{5.22}$$

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

$$\sin\beta_0 = \lambda \sin\varphi_0 . \tag{5.23}$$

Вираження (5.22) дає наступну залежність деформації нижнього краю спідниці від кута повороту колінчастого валу в момент заклинювання пальця:

$$\delta_0 = \left( h - \frac{d_p}{2} \right) \frac{\lambda \sin\varphi_0}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi_0}} . \tag{5.24}$$

Розрахунок за формулою (5.24) з вихідними даними для поширеної розмірності бензинових автомобільних двигунів ($h$ = 44 мм, $d_p$ = 22 мм, $\lambda$ = 0,333) при значенні кута $\varphi_0$ = $15^0$ (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 [103].

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.5.33).

Контактний тиск $p_R$ поверхні сполучення пов'язано з моментом тертя $M$ співвідношенням (1.61). 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 [274].

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 [61], тому з вираження (1.58) можна знайти навантаження (тиск у циліндрі), при якому збільшення діаметра пальця зрівняється із зазором δ:

$$p_\delta = p_0 + 11{,}1\frac{\delta}{B_\alpha}. \tag{5.25}$$

Звідси випливає, що натяг пальця Δ в парі можна прийняти з такими обмеженнями:

$$\Delta = \begin{cases} 0, \Delta d_p \le \delta, p \le p_\delta \\ 0{,}09\left(p - p_\delta\right)B_\alpha, \Delta d_p > \delta, p > p_\delta \end{cases}. \tag{5.26}$$

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 тиск пальця на поверхню отвору за умови рівномірності розподілу по окружності та довжині пов'язані залежністю (1.62).

З формул (1.61) і (1.62) випливає, що момент тертя у з'єднанні поршневого пальця є функція його натягу в отворі, тобто

$$M = \frac{1}{2} k f d_p p_R = \frac{1}{2} k f \frac{\Delta}{C}. \tag{5.27}$$

Вираження (5.27) 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.5.33) 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 тиск на спідницю.

Цей момент діє не на всю спідницю, а на її частину, розташовану нижче за осі пальця (рис.5.33), 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 [79, 103]. Тоді, якщо сила прикладена в середині спідниці, її можна пов'язати з моментом наступною залежністю:

$$N_k = \frac{2M}{h - \frac{d_p}{2}}. \tag{5.28}$$

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

$$p_k = \frac{4M}{F\left(h - \frac{d_p}{2}\right)}. \tag{5.29}$$

Або з урахуванням формули (5.27) для моменту:

$$p_k = \frac{2kf\Delta}{FC\left(h - \frac{d_p}{2}\right)}. \tag{5.30}$$

У вираженні (5.30) 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 δ = 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.5.35). Це важко врахувати у розрахунку, але це може досить серйозно посилити дію овализации.

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 [80, 240]

$$f = \gamma\pi d_p l_b, \tag{5.31}$$

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.

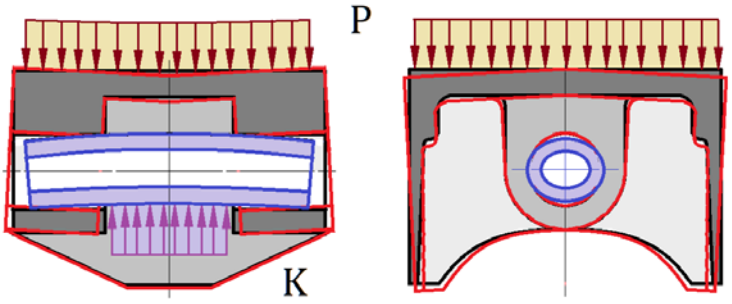



Рисунок 5.35 – Характер деформації поршня та поршневого пальця при навантаженні поршня надмірним тиском

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 питоме навантаження (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 (5.30) для складової тиску на спідницю від тертя у з'єднанні поршневого пальця набуде вигляду:

$$p_k = k\left(p - p_\delta\right)\frac{0{,}18\dfrac{\pi\gamma}{EC}\left[1-10\left(\alpha-0{,}4\right)^3\right]\left(\dfrac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3}{\dfrac{h}{d_p}-\dfrac{1}{2}}, \qquad (5.32)$$

де коефіцієнт С розраховується за формулами (1.63) та (1.64).

Тоді з урахуванням виражень (1.56) та (5.21) сумарне питоме навантаження (тиск) на спідницю поршня при гідроударі:

$$p_\Sigma = p_N + p_k = \left(p - p_0\right)2tg\beta + \left(p - p_\delta\right)kC_\alpha, \qquad (5.33)$$

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

$$C_\alpha = \frac{0{,}18\dfrac{\pi\gamma}{EC}\left[1-10\left(\alpha-0{,}4\right)^3\right]\left(\dfrac{1+\alpha}{1-\alpha}\right)^3}{\dfrac{h}{d_p}-\dfrac{1}{2}}. \qquad (5.34)$$

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 (5.32)-(5.34) 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 "недостатнє" питоме навантаження на спідницю при надмірно високих тисках газів в циліндрі, характерних для гідроудару.

На рис. 5.36 представлені результати розрахунку складових тисків на спідницю поршня за формулою (5.33) з усіма даними та умовами, зазначеними вище.

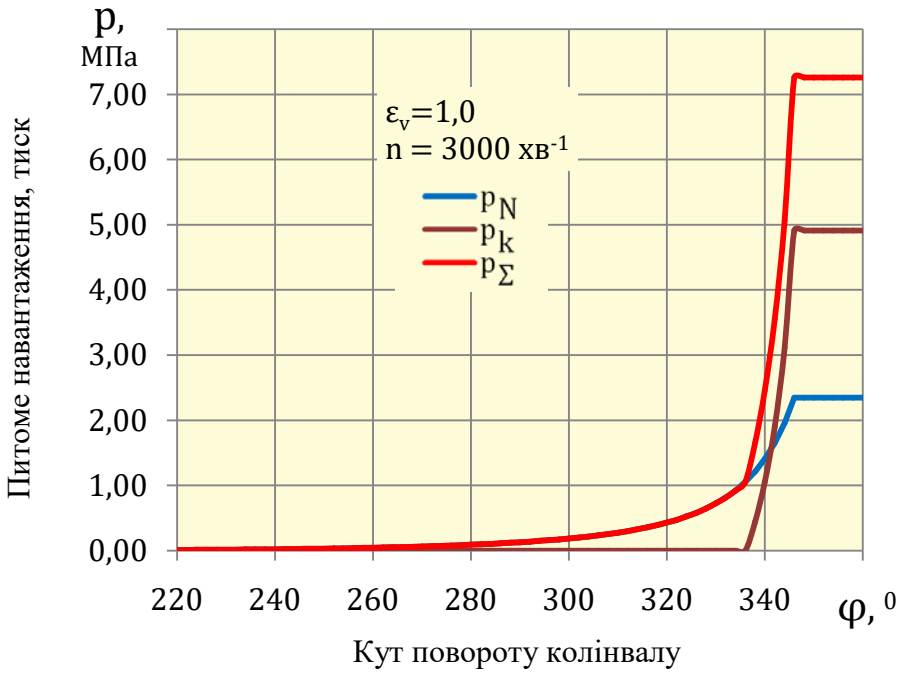



Рисунок 5.36 – Питоме навантаження на спідницю поршня при гідроударі (максимальні значення параметрів обмежені втратою стійкості стрижня шатуна): $p_N$ – від складової сили тиску на поршень, $p_k$ – від натягу та тертя у з'єднанні поршневого пальця, та $p_\Sigma$ – сумарний тиск

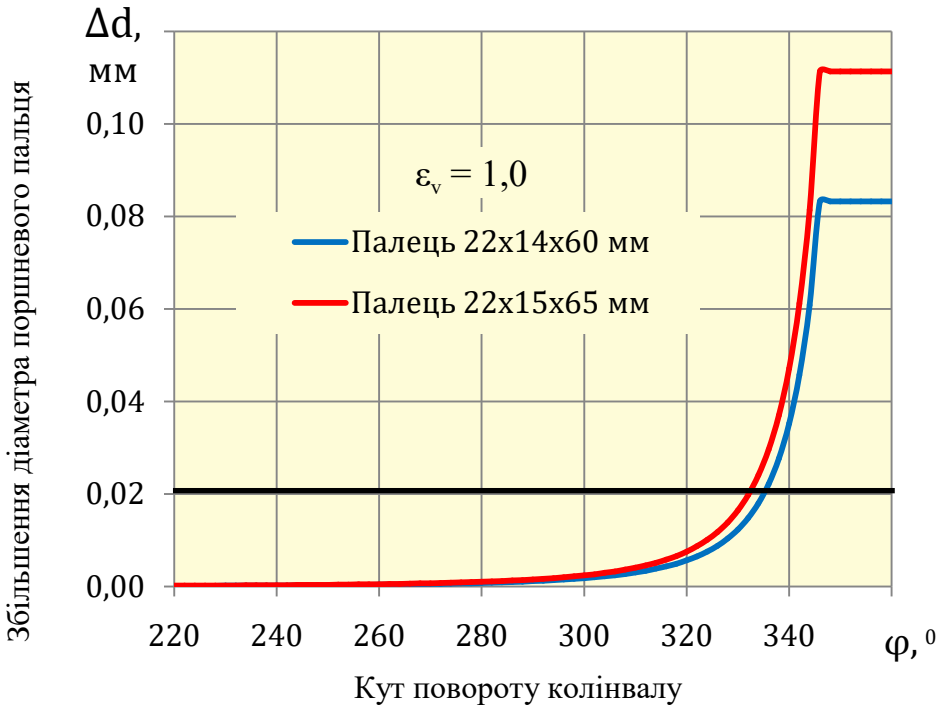



Рисунок 5.37 – Збільшення діаметра поршневого пальця при овалізації в процесі гідроудару: верхня частина діаграми відповідає позаштатним навантаженням, максимальне значення обмежене втратою стійкості стрижня шатуна

Навіть попри зроблені припущення, сумарний 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.

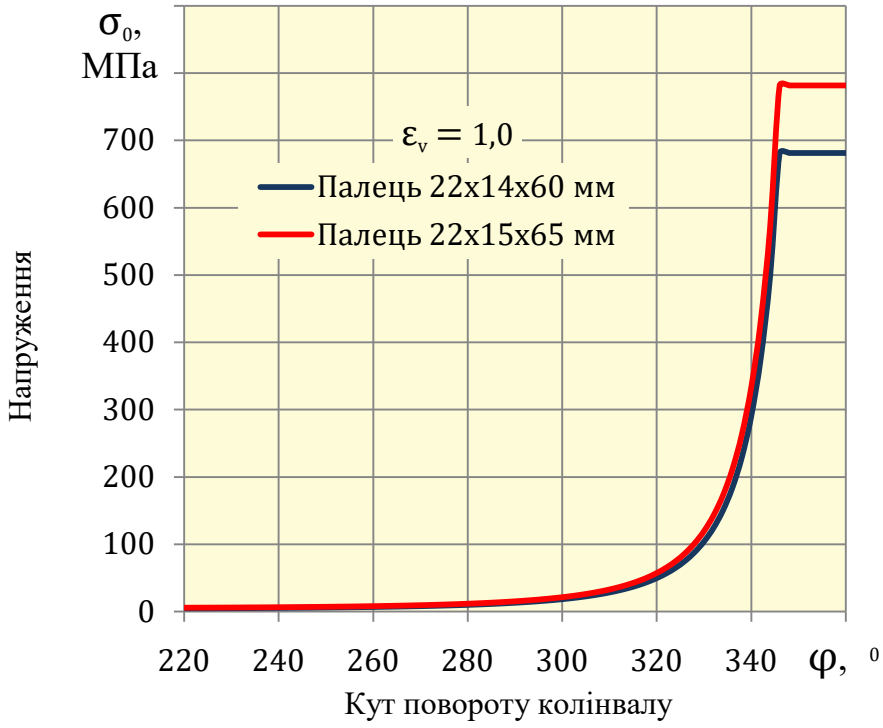



Рисунок 5.38 – Напруження всередині поршневого пальця при гідроударі: максимальне значення напруження обмежене втратою стійкості стрижня шатуна

Крім цього, цікавить також деформація самого пальця. При овалізації пальця, яка спричинена дією надмірного тиску, збільшення діаметра може бути розраховане за формулою (1.58).

Розрахунок дає картину, подану на рис. 5.37 де зона збільшення розміру пальця понад 0,02 мм є зоною позаштатної експлуатації.

Зміна максимального напруження в процесі гідроудару, розрахована за формулою (1.65) для двох різних типорозмірів поршневих пальців бензинових двигунів автомобільних, представлено на рис.5.38. Можна бачити, що в момент втрати стійкості шатуна напруження в середині пальця можуть досягати досить високих значень, які набагато перевищують рекомендовані та максимально допустимі експлуатаційні [294].

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 гідроударі та дозволяють пов'язати ознаки пошкоджень різних деталей, що виявляються при дослідженні причин несправностей, спричинених порушенням умов експлуатації.

## Висновки за розділом

1. Складено та вирішено математичну модель оцінки та реконструкції руйнувань деталей двигуна при гідроударі в циліндрах. Модель досліджена у програмному середовищі Lotus Engine Simulation та програмі ANSYS для параметрів бензинових двигунів автомобілів Mercedes моделей CLA200 та CLS350, Toyota моделей Corolla, Camry, Land Cruiser 200 та Prado, Honda CR-V, Mazda CX-9 з робочим об'ємом 1,2- 4,8 л і кількістю циліндрів 4-8. За допомогою моделі встановлені параметри початку руйнування деталей двигуна при гідроударі – це тиск у циліндрі, близький до 17-17,5 МПа при куті повороту колінвала близько 340-350$^0$. При цьому деформація шатуна із втратою стійкості стрижня виникає за мінімального заповнення камери згоряння рідиною на 80%.

2. Це відповідає осьовій деформації стрижня близько 0,5 мм, при подальшому стисканні поздовжній згин стрижня шатуна кратно збільшується і становить величину, вдвічі більшу за осьову деформацію. 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 і стати непрацездатним через надмірну деформацію шатуна.

3. Розроблено метод реконструкції руйнувань деталей двигуна при гідроударі в циліндрі для проведення досліджень технічного стану за порушення

умов експлуатації автомобіля. Метод дозволяє встановити, що величина деформації поршневого пальця при перевантаженні, спричиненої гідроударом, значно перевищує допустимий зазор 0,02 мм у сполученні палець-поршень, з напруженням в середині пальця, близьким до 700 МПа. Це пояснює різке зростання тертя у поєднанні палець-поршень і як наслідок підвищення питомого навантаження на спідницю поршня до 7,2 МПа, що у 2,8 раза більше за допустиму величину і викликає залишкову деформацію поршневого пальця і спідниці поршня.

Результати наукових досліджень за даним розділом дисертації опубліковані в роботах: [87, 89, 96, 101, 103, 106, 108, 240, 248-249, 252, 258-259, 265].

# РОЗДІЛ 6. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСІВ ПОШКОДЖЕННЯ ТА РОЗВИТКУ НЕСПРАВНОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ПРИ ПОРУШЕННІ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

## 6.1 Обладнання та інструмент для досліджень технічного стану двигунів автомобілів

Обладнання для проведення досліджень технічного стану двигунів доцільно розділити на 2 групи за місцем його застосування – обладнання для застосування безпосередньо на місці огляду об'єкта дослідження (автомобіля та/або двигуна) та обладнання для використання у дослідній лабораторії (рис.6.1).

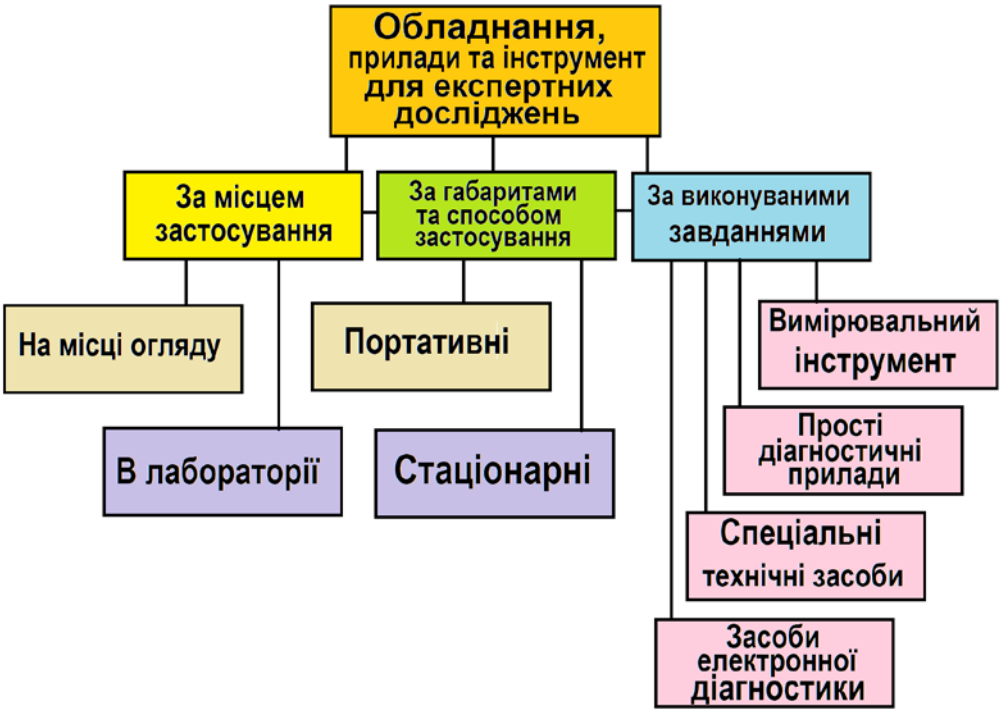



Рисунок 6.1 – Структурування обладнання, приладів та інструменту для досліджень технічного стану та причин несправностей двигунів

Такий поділ є зручним для планування експериментальних робіт, оскільки дозволяє зрозуміти, які дослідження проводитимуться прямо на місці огляду, і яке обладнання для цього знадобиться. З цього випливає, що необхідно мати у

власній лабораторії та для яких видів досліджень, а які дослідження потрібно проводити у спеціалізованих лабораторіях.

Всі засоби виділених груп можна також розділити на два види, залежно від габаритів, способу встановлення (наприклад, на стіл або на підлогу) та/або застосування. Це портативні або переносні засоби, які дозволяють виконати перевірки та/або вимірювання безпосередньо на місці огляду об'єкта, та стаціонарні, які можна використовувати в лабораторних умовах. Усе це важливо задля планування досліджень технічного стану. Однак поділ на види умовний, оскільки не повністю визначає місце застосування. Так, деякі установки належати до стаціонарного обладнання, але у зв'язку з тим, що вони входять до складу обладнання сервісних організацій, вони можуть бути застосовані при огляду автомобіля. І навпаки, портативні прилади нерідко використовуються в лабораторних умовах не менш широко, ніж стаціонарні.

Своєю чергою, всередині перелічених груп та видів обладнання, прилади та інструменти можна розділити на кілька підгруп залежно від завдань, що виконуються. Наприклад, це вимірювальний інструмент, прості діагностичні прилади, спеціальні технічні засоби та обладнання, а також засоби електронної діагностики. Такий поділ – від простого та/або дешевого до складного та/або дорогого, найбільш повно може показувати вартість та особливості застосування обладнання при дослідженнях причин несправностей двигунів.

Основне завдання, яке вирішується за допомогою вимірювального інструменту – це отримати дані про дійсний стан деталей двигуна, такі дані необхідні для формулювання причинно-наслідкових зв'язків між наявними ознаками та причиною несправності.

На відміну від діагностичних приладів для перевірки роботи систем, головним чином робітного двигуна, вимірювальні прилади мають важливу особливість – у переважній кількості випадків вони потрібні тільки тоді, коли двигун уже розібраний. На практиці ця особливість дуже корисна, оскільки допомагає розділити завдання дослідження та способи їх виконання за різних видів несправностей. Наприклад, якщо характер несправності не передбачає

розбирання двигуна, то дослідження не потрібні вимірювальні прилади. І навпаки. Іншими словами, оскільки жодних вимірювань без розбирання двигуна провести неможливо, вимірювальний інструмент фактично призначений для дослідження саме розібраного двигуна.

Однак, слід зазначити, що в практиці автотехнічних досліджень розбирання двигуна може бути виконане різною мірою, що не виключає і проміжні варіанти часткового розбирання. Тоді за допомогою найпростіших інструментів можуть бути виконані деякі прості вимірювальні операції з демонтованими деталями (наприклад, можна виміряти зазор між електродами демонтованих свічок запалювання). Або, навпаки, коли виміри можливі без таких деталей (якщо необхідно виміряти зазор у приводі клапанів, зробити це можна тільки після демонтажу кришки клапанного механізму).

Практика показує, що основна номенклатура найбільш серйозного вимірювального інструменту може знадобитися саме при повному розбиранні двигуна. Природно, щоб вимірювати деталі правильно і точно, потрібен і вимірювальний інструмент, що відповідає цю просту вимогу. Щоб розібратися, який саме, потрібно сформулювати деякі загальні принципи виміру деталей.

Відповідь питання, які елементи та поверхні необхідно вимірювати, дозволяє визначити, який вимірювальний інструмент потрібен для дослідження. На перший погляд, вимірювати розміри та перевіряти робочі поверхні деталей треба для того, щоб одразу зробити висновок: чи мають вони знос, і якщо так, то наскільки він критичний, тобто чи підходять ці деталі для подальшого використання. Однак такі виміри можуть виявитися надто трудомісткими.

У деталях автомобільних двигунів, як правило, існують дві групи розмірів, контроль яких вимагає різних інструментів і приладів. До першої групи відносяться різного роду відхилення від заданої геометричної форми та взаємного розташування робочих поверхонь деталей. Сюди, наприклад, можна зарахувати такі параметри, як взаємне биття шийок валів, неплощинність або некруглість різних поверхонь та інші.

Інші параметри цієї групи характеризують взаємне положення робочих поверхонь (наприклад, неперпендикулярність або непаралельність осей циліндричних поверхонь і площин). Їх виміряти взагалі надзвичайно важко, а при звичайних дослідженнях технічного стану двигуна, наприклад, на місці стоянки автомобіля, зовсім неможливо. Зазвичай передбачається, що допустимі значення цих параметрів мають бути забезпечені "правильною" технологією механічної обробки. І лише у разі обґрунтованих підозр на відхилення будуть потрібні спеціальні вимірювання в лабораторних умовах (наприклад, такі вимірювання можливі шляхом пробної вивірки деталі при обробці на відповідному металообробному верстаті).

Друга група параметрів – це величини зазорів у з'єднаннях деталей. Якщо в отвір встановлений вал, то між ним та отвором існує зазор або натяг, за величиною яких можна впевнено сказати, чи буде працювати таке сполучення.

Якщо проаналізувати всі пари автомобільних деталей, можна дійти очевидного висновку, що як характеристика технічного стану вузла (наприклад, знаходиться вузол у робочому стані або зношення) абсолютне значення розміру (діаметра) конкретного валу або отвору має другорядне значення. Головним же є зазор чи натяг між деталями, його в першу чергу необхідно забезпечити під час виробництва чи ремонту деталей та контролювати при дослідженні причин несправностей.

Однак для деяких сполучень валу з отвором більш важливе значення для оцінки стану деталей мають відхилення форми робочих поверхонь, оскільки їх нециліндричність (еліпсність, бочкоподібність, конусність, корсетність) відразу призведе до нестабільності сполучення або по окружності або довжині робочої поверхні. Тут також абсолютне значення діаметра менш важливо, головне – це величина зазору і відхилення від циліндричності.

Отже, вимірювання багатьох параметрів щодо технічного стану повинні давати результат більшою мірою відносний, а чи не абсолютний. Це означає, що з допомогою найточніших і повірених вимірювальних приладів, особливо ретельно і з точністю до мікрона можна вимірювати абсолютні розміри, щоб

потім знайти різницю між ними, тобто. робочий зазор або натяг у парі. Але робити це зовсім не обов'язково, а в багатьох випадках навіть небажано.

Оскільки величина зазору/натягу не буде безпосередньо виміряна, для точного її визначення знадобляться дуже точні виміри абсолютних розмірів кожної з деталей. І це ще не гарантує, що зазор із наступного розрахунку буде отримано точно. Набагато краще постаратися якомога точніше визначити шуканий зазор чи натяг у сполученні і лише потім, якщо треба, знайти абсолютні розміри деталей (останнє, до речі, потрібно лише тоді, коли зазор виявиться явно «не в допуску», щоб з'ясувати причину цього відхилення).

Таким чином, між абсолютними та відносними вимірами виходять відмінності. Більш того, різні цілі вимірювань – абсолютний розмір або відносний зазор, вимагають різних вимірювальних інструментів. Також вимоги до їх точності можуть помітно відрізнятися.

Відповідно до зазначеної особливості вимірювань, в табл.6.1а та 6.1б наведені всі використані в дослідженнях несправностей двигунів вимірювальні засоби.

Дослідження технічного стану, на відміну від виробництва та ремонту, зазвичай характеризуються невеликою, а в деяких випадках навіть незначною інтенсивністю використання вимірювальних засобів. Крім того, в автотехнічних дослідженнях більш поширені відносні вимірювання (зазори, натяги в поєднанні деталей), а цілий ряд вимірювальних засобів застосовується для допоміжних вимірювань, результати яких мають оцінний характер. У зв'язку з цим було визнано допустимим проведення перевірки вимірювальніх засобів раз на 2 роки без погіршення точності вимірювань.

Докладніше вимірювальний інструмент, що застосовується в дослідженнях технічного стану, описаний у Додатку Б, а методика вимірювання деталей – у Додатку В.

Таблиця 6.1а – Вимірювальний інструмент, використаний в дослідженнях причин несправностей двигунів для мікрометрування деталей

| № п/п | Найменування | Модель | Заводський № | Діапазон вимірювань мм | Ціна поділки мм |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Мікрометр | МК25 | 6217 | 0-25 | 0,010 |
| 2 | Мікрометр | МК25 | 3424В5 | 0-25 | 0,010 |
| 3 | Мікрометр | МК25 | 4773В5 | 0-25 | 0,010 |
| 4 | Мікрометр | МТ25 | 3041 | 0-25 | 0,010 |
| 5 | Мікрометр | МТ50 | 3442 | 25-50 | 0,010 |
| 6 | Мікрометр | МК50 | 3424В5 | 25-50 | 0,010 |
| 7 | Мікрометр | МТ50 | 5070 | 25-50 | 0,010 |
| 8 | Мікрометр | МК75 | Е29165 | 50-75 | 0,010 |
| 9 | Мікрометр | МТХ | 3177559 | 50-75 | 0,010 |
| 10 | Мікрометр | МК75 | 60879325 | 50-75 | 0,010 |
| 11 | Мікрометр | МК75 | 27701 | 50-75 | 0,010 |
| 12 | Мікрометр | МК100 | 5574 | 75-100 | 0,010 |
| 13 | Мікрометр | МК100-1 | 8225 | 75-100 | 0,010 |
| 14 | Мікрометр | МК100 | 1671 | 75-100 | 0,010 |
| 15 | Нутромір індикаторний | НИ 10-18 | 3167 | 10-18 | 0,010 |
| 16 | Нутромір індикаторний | НИ 18-50 | 73294 | 18-50 | 0,010 |
| 17 | Нутромір індикаторний | НИ 18-50 | 7223 | 18-50 | 0,010 |
| 18 | Нутромір індикаторний | НИ 18-50-0,002 | 9244 | 18-50 | 0,002 |
| 19 | Нутромір індикаторний | НИ 50 | 21500 | 50-100 | 0,010 |
| 20 | Нутромір індикаторний | НИ 50 | 817012 | 50-100 | 0,010 |
| 21 | Нутромір індикаторний | НИ 50-100 | 88406 | 50-100 | 0,010 |
| 22 | Нутромір індикаторний | НИ 50-100-0,01 | G88406 | 50-100 | 0,010 |
| 23 | Нутромір індикаторний | НИ 50-160 | 617079 | 50-100 | 0,010 |
| 24 | Нутромір індикаторний | НИ 50-100 | G15182 | 50-100 | 0,010 |
| 25 | Нутромір індикаторний | НИ-50 | 12829 | 50-100 | 0,010 |
| 26* | Набір плоскопаралельних заходів довжини | №1 | 17899 | 0,5-100 | - |
| 27* | Набір плоскопаралельних заходів довжини | №3 | 93402 | 0,5-100 | - |
| 28* | Стійка індикаторна магнітна | SMG-3 | 44956 | - | 0,010 |
| 29* | Стійка індикаторна магнітна | МС-29 | 80314 | - | 0,010 |
| 30 | Індикатор вартового типу | ИЧ10 | 300937 | 0-10 | 0,010 |
| 31 | Індикатор вартового типу | ИЧ05 | 126745 | 0-5 | 0,010 |
| 32 | Індикатор вартового типу | КИ | 7790 | 0-10 | 0,010 |
| 33 | Індикатор вартового типу | ИЧ | 95753 | 0-1 | 0,002 |
| 34* | Стенкомір | С-10Б | 7255 | 0-10 | 0,010 |

Таблиця 6.1б – Універсальний та допоміжний мікрометричний вимірювальний інструмент, використаний в дослідженнях причин несправностей двигунів

| № п/п | Найменування | Модель | Заводський № | Діапазон вимірювань мм | Ціна поділки мм |
|---|---|---|---|---|---|
| 35* | Штангенциркуль | ШЦ-1-125 | 326937 | 0-125 | 0,100 |
| 36* | Штангенциркуль | ШЦ-1-150 | 80226004 | 0-150 | 0,100 |
| 37* | Штангенциркуль електронний | Miol Digital Caliper | 15-241 | 0-150 | 0,010 |
| 38* | Штангенциркуль електронний | Electronic Digital Caliper | G100070 | 0-150 | 0,010 |
| 39 | Лінійка лекальна | ЛД-320 | 3112 | 320 | - |
| 40 | Лінійка лекальна | ЛД-400 | 2010180092 | 400 | - |
| 41 | Лінійка лекальна | ЛТ-320 | 4981 | 320 | - |
| 42 | Лінійка лекальна | ЛЧ-320 | 9332 | 320 | - |
| 43* | Набір щупів | №2 | - | 0,02-0,5 | 0,010 |
| 44* | Набір щупів | 20 BLATT | 410 | 0,02-0,5 | 0,010 |
| 45* | Набір щупів | Blue-Point FBM-320 metric | - | 0,02-1,0 | 0,010 |
| 46* | Штангенрейсмас | ШРЦ-200-0,05 | 2592 | 0-300 | 0,050 |
| 47* | Штангенглибомір | ШГ-160 | 6241 | 0-160 | 0,050 |
| 48* | Глибиномір індикаторний | ГИ-100 | 5389 | 0-100 | 0,010 |
| 49 | Скоба важільна | СР 0-25 | 17860 | 0-25 | 0,002 |
| 50* | Радіусомір | №1 | - | 1-6 | 0,500 |
| 51* | Радіусомір | №2 | - | 8-25 | 0,500 |
| 52* | Плита чавунна | - | - | 400х400 | - |
| 53* | Призми перевірочні | П2 | - | 100х100 | - |
| 54* | Прилад для вимірювання деформації клапанів | VCG-M | - | 0-2,5 | 0,025 |
| 55* | Прилад для вимірювання биття сідла клапана | Serdi 005067 | - | 0-1,0 | 0,010 |
| 56* | Прилад для вимірювання биття сідла клапана | Neway | - | 0-2,5 | 0,025 |

*- повірка для зазначених приладів не проводилася у зв'язку з допоміжним або наближеним характером вимірювань, що виконуються з їх допомогою. Для інших приладів повірка проводилася раз на 2 роки або використовувалися повірені вимірювальні засоби (див. Додаток Е).

У табл.6.2 представлені всі використані у дослідженні прості діагностичні прилади [73, 106]. Також як і з вимірювальним інструментом (табл.6.1) деякі типи приладів неодноразово продубльовані, що пов'язано з тривалим періодом проведення досліджень, а також тим, що для деяких досліджень використовувалося обладнання, надане офіційними дилерами.

Таблиця 6.2 – Прості діагностичні прилади та обладнання, які були використані для дослідження причин несправності двигунів.

| № п/п | Найменування | Модель | Артикул, Заводський № | Діапазон вимірувань |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Компресометр | Сервис ключ G -324 PROFFI | 77780 | 0-2 МПа |
| 2 | Компресометр | YATO | YT-7302 | 0-2,1 МПа |
| 3 | Компресограф* | Motometer | 623 000 1210 | 0,3-1,75 МПа |
| 4 | Компресометр дизельний | Licota | ATP-2177 | 0-7,0 МПа |
| 5 | Відеоендоскоп* | KS Tools 0 4023 | 550.7391 | 3,9 мм |
| 6 | Ендоскоп* | Karl Storz | - | 4,0 мм |
| 7 | Відеоендоскоп* | LICOTA | ATP-3201 | 4,9 мм |
| 8 | Відеоендоскоп | Autel MaxiVideo | MV400 | 5,5 мм |
| 9 | Тестер витоків із циліндра* | JTC | 4208 | 0-0,7 МПа |
| 10 | Прилад для вимірювання тиску оливи | Мастак | 120-20010C | 1,0 МПа |
| 11 | Прилад для вимірювання тиску палива | Не використовувався | - | - |
| 12 | Тестер герметичності системи охолодження* | Biltema | 19-1299 | 0,25 МПа |
| 13 | Тестер для перевірки систем охолодження | ZECA | 415 | - |
| 14 | Автомобільний стетоскоп | Car-Tool | CT-B0119 | - |
| 15 | Мультиметр універсальний | DIGITAL MULTIMETER | DT9205A | - |
| 16 | Термометр інфрачервоний (пірометр)* | Техно-Ас | С-20.1 | $500^0$C |
| 17 | Вакуумний тестер | LTR модель HV90.6 | - | -0,1 МПа |
| 18 | Компресор електричний | AirMAN | - | 1,0 МПа |
| 19 | Електрофен | Steinel | HG-2310LCD | - |

*– надано офіційними дилерськими центрами на час проведення досліджень.

Обладнання даного типу не піддається періодичній повірці у зв'язку з допоміжним призначенням, вимірюванням відносних (або порівнюваних) величин та/або рідкісним, час від часу, використанням.

До універсальних можна віднести досить ефективні для деяких рідкісних видів перевірок осцилографи, а до спеціальних – не менш рідкісні зараз в практичних дослідженнях газоаналізатори та димоміри, що належать до діагностичних приладів [232]. Крім них, слід зазначити особливе місце, яке займають дослідження фізичних властивостей та хімічного складу матеріалів, палив, оливи тощо, у тому числі аналізатори спектра для визначення хімічного складу матеріалів. Однак при дослідженні причин несправностей у двигунах обладнання для визначення таких властивостей матеріалів та робочих рідин через його складність, високу вартість та необхідність спеціальної підготовки фахівців для роботи на ньому може бути використане тільки в рамках робіт на замовлення в спеціалізованих хімічних лабораторіях.

Щоб уявляти, які типи приладів можуть знадобитися на даному етапі досліджень, всі вищезазначені прилади зведені в таблицю (табл.6.3).

Список спеціального обладнання та приладів, використаних під час проведення досліджень, подано у таблиці 6.4. При виконанні досліджень за допомогою зазначених приладів у зв'язку з оцінним характером результатів перевірок та вимірювань жодних повірочних робіт з представленим обладнанням не виконувалось.

Для перевірки електронних систем автомобіля у переважній більшості практичних досліджень технічного стану використали універсальний діагностичний прилад – сканер [49, 303]. Його застосування забезпечує поєднання в одному приладі можливостей комплексної діагностики з опитуванням всіх (або багатьох) електронних систем автомобіля. Ця властивість є надзвичайно корисною функцією не тільки для обслуговування та ремонту в експлуатації, але також для досліджень причин несправності. Що зручно як для мінімізації необхідних апаратних та програмних засобів, так і для мінімізації часу на проведення зчитування даних пам'яті блоків керування.

Таблиця 6.3 – Спеціальне обладнання та прилади, які застосовуються в дослідженнях причин несправності двигунів.

| № п/п | Найменування | Де та/або коли застосовується | Як часто використовується |
|---|---|---|---|
| 1 | Лупа | Огляд слідів на деталях | Часто |
| 2 | Мікроскоп | Те саме | Не дуже часто |
| 3 | Твердомір | Вимірювання твердості матеріалу деталі | Не дуже часто |
| 4 | Установка для гідравлічних випробувань | Перевірка герметичності порожнин та сорочок охолодження | Рідко |
| 5 | Магнітний дефектоскоп | Пошук тріщин у магнітних деталях | Дуже рідко |
| 6 | Установка для перевірки форсунок бензинових двигунів | Перевірка працездатності та справності форсунок | Часто |
| 7 | Установка для перевірки форсунок дизельних двигунів | Перевірка працездатності та справності форсунок дизелів | Рідко |
| 8 | Стенд для перевірки насосів та форсунок дизелів | Комплексна перевірка справності паливної апаратури дизелів | Дуже рідко |
| 9 | Осцилограф | Вимірювання різних сигналів | Рідко |
| 10 | Газоаналізатор | Перевірка складу вихлопних газів | Дуже рідко |
| 11 | Димомір | Оцінка димності вихлопу | Дуже рідко |
| 12 | Стилоскоп | Для якісного та напівкількісного спектрального експрес-аналізу сталей та сплавів | Рідко |
| 13 | Аналізатор спектру (спектрометр) | Для визначення хімічного складу матеріалів, вимірювання концентрації хімічних елементів у металах та сплавах | Рідко |
| 14 | Аналізатор рентгенофлуоресцентний | Те саме | Рідко |
| 15 | ІЧ спектрометр | Для спектрального аналізу оптично прозорих середовищ, для визначення деградації та забруднення оливи | Часто |

Таблиця 6.4 – Спеціальне обладнання та прилади, які були використані при дослідженні причин несправності двигунів.

| № п/п | Найменування | Модель | Артикул, Заводський № | Діапазон вимірувань |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Лупа ручна Levenhuk | Zeno Handy ZH5 | F00196128 | x5, 65 мм |
| 2 | Лупа складана STAYER | - | 40521-30 | x10, 30 мм |
| 2 | Мікроскоп цифровий лабораторний Levenhuk | D320L | 34671 | x1600 |
| 3 | Мікроскоп монокулярний Levenhuk | 50L NG | - | x1280 |
| 4 | Мікроскоп цифровий Levenhuk | DTX500 Mobi | - | x500 |
| 5 | Мікроскоп цифровий DigiScope | Chronos | 201101434 | x230 |
| 6 | Твердомір динамічний | ТЭМП-3 | МТ-020.2000 | 22-68 HRC |
| 7 | Твердомір** | ТК-2М | 892 | 20-67 HRC |
| 8 | Установка для гідравлічних випробувань Serdi*** | SPT1501 | 479 | 0,6 МПа |
| 9 | Магнітний дефектоскоп | Не застосовувався | - | - |
| 10 | Стенд для очищення та перевірки інжекторів SMC* | 302 | - | 0,8 МПа |
| 11 | Установка для перевірки форсунок SPIN* | Mastermate Evolution | EVO BASE | 1,1 МПа |
| 12 | Стенд для перевірки форсунок подачі палива LANTECH* | CNC-601A | 5441 | 0,65 МПа 10000 хв$^{-1}$ |
| 13 | Стенд для діагностики та ультразвукового очищення форсунок Еколоджик* | Plazma-800-M | - | 0-2,8 МПа 0-10кГц |
| 14 | Стенд для перевірки та чищення дизельних форсунок Carbon Zapp* | DS2i-21 | - | 185,0 МПа |
| 15 | Лупа ручна Levenhuk | PM 3050 | 25866 | - |
| 16 | Лупа складана STAYER | Не застосовувався | - | - |
| 17 | Мікроскоп цифровий лабораторний Levenhuk | Не застосовувався | - | - |
| 18 | Мікроскоп монокулярний Levenhuk | Не застосовувався | - | - |
| 19 | Мікроскоп цифровий Levenhuk | СЛ-13 Спектр | 20314 | - |
| 20 | Мікроскоп цифровий DigiScope | MVS 1000 | - | 120-800 нм |
| 21 | Твердомір динамічний | РЛП-3М-П | 41419 | 0,003-100% |
| 22 | Твердомір** | Avatar-360 | 17278-98 | 1,3-26,6 мкм |
| 23 | Установка для гідравлічних випробувань Serdi*** | FT-IR Q410 Alpha | ASTM E2412 | - |

Надано на час проведення досліджень: *- офіційними дилерами, **- спеціалізованими лабораторіями, ***- власне обладнання експерта (див. Додатки Б, В, Е).

Проте за наявності універсального діагностичного обладнання залишаються деякі операції, що потребують додаткових приладів. Зазвичай такі перевірки пов'язані з системами, що безпосередньо впливають на двигун, наприклад, керування акумуляторною батареєю, блоки керування енергоспоживання та ін. Відповідно до цього, всі перелічені вище типи приладів і обладнання як найчастіше використовувані в дослідженнях причин несправностей зведені таблицю (табл.6.5).

Список електронного діагностичного обладнання, використаного безпосередньо під час проведення досліджень, подано у таблиці 6.6. При виконанні досліджень за допомогою зазначених приладів, жодних перевірочних робіт із представленим обладнанням також не виконувалося з очевидних причин.

Таблиця 6.5 – Обладнання для електронної діагностики, яке застосовується у дослідженнях причин несправності двигунів.

| № п/п | Найменування | Де та/або коли застосовується | Як часто використовується |
|---|---|---|---|
| 1 | Діагностичний сканер | Для зчитування кодів помилок та поточних даних блоків керування | Часто |
| 2 | Діагностичний програмний комплекс (адаптер та комп'ютер) | Те саме | Часто |
| 3 | Адаптер із USB-кабелем для підключення до діагност. роз'єму автомобіля | Для підключення сканера або комп'ютера до діагностичного роз'єму автомобіля | Часто |
| 4 | Дистанційний адаптер | Те саме, але бездротовим способом | Часто |
| 5 | Вимірювальний модуль | Розширення можливостей сканера (для деяких автомобілів) | Рідко |
| 6 | Електронний тестер акумулятора | Для перевірки акумуляторних батарей та блоків енергоспоживання | Рідко |

Таблиця 6.6 – Електронне діагностичне обладнання та прилади, які були використані для дослідження причин несправності двигунів.

| № п/п | Найменування | Модель | Примітка |
|---|---|---|---|
| 1 | Сканер Toyota | Intelligent Tester II | Сканер |
| 2 | Сканер Toyota | TECH2 (z1090a) Vetronix | Сканер |
| 3 | Дилерський діагностичний програмний комплекс Toyota | TechDoc 3 | Програма та адаптер |
| 4 | Діагностичний комп'ютер із дилерською діагностичною програмою фірми Toyota | Techstream Version 11.20.019, 13.10.019, Panasonic CF 19 | Програма та комп'ютер |
| 5 | Діагностичний програмний комплекс VAS | 5052A | Сканер |
| 6 | Діагностичний програмний комплекс VAS | PS 6150 | Програма та адаптер |
| 7 | Діагностичний адаптер (сканер) VAS | 5054A | Сканер |
| 8 | Діагностичний програмний комплекс Renault, у тому числі діагностичний прилад та комп'ютер | Renault CLIP, Panasonic CF 19 | Програма, адаптер та комп'ютер |
| 9 | Діагностичний програмний комплекс Mercedes-Benz | DAS XENTRY Diagnostics | Програма |
| 10 | Діагностичний прилад Mercedes | XENTRY Connect | Сканер |
| 11 | Діагностичний програмний комплекс GM/Opel | Tech 2 | Сканер |
| 12 | Діагностичний програмний комплекс SUZUKI | SDT | Сканер |
| 13 | Діагностичний комплекс Jaguar/Land Rover | SDD | Програма та адаптер |
| 14 | Адаптер з USB-кабелем діагностичний Toyota | TIS J2534 Techstream | Адаптер |
| 15 | Діагностичний сканер Jaguar | VCM-II | Сканер, адаптер |
| 16 | Вимірювальний модуль VAS | 6356 | Блок із адаптером |
| 19 | Токові кліщі для перевірки сили струму AVL | Ditest | Для VAS 6356 |
| 20 | Сканер Toyota | 5097A | Сканер |
| 21 | Сканер Toyota | 6161 | Сканер |

*– надано на час проведення досліджень офіційними дилерами.

Детально прилади електронної діагностики, діагностичні прилади, обладнання та спеціальні технічні засоби, що застосовуються під час досліджень технічного стану двигунів, описані в Додатку Б.

## 6.2 Методи проведення експериментальних досліджень

Спеціально поставлений експеримент з виявлення ознак та механізму розвитку будь-якого виду несправності може бути невиправдано складним та дорогим. Подібний шлях вимагає значного часу та коштів на підготовку, а також наявності великої кількості досвідчених автомобілів різних марок та моделей, включаючи нові. Крім того, при штучному введенні дефектів двигун важко розраховувати на отримання всієї необхідної повноти інформації з досліджуваного пошкодження або дефекту. Насправді механізми появи несправності в експлуатації можуть мати інший характер. У зв'язку з цим експериментальні дослідження проводилися лише в рамках практичних досліджень причин пошкоджень і експертиз несправностей великої кількості двигунів різних моделей (див. Додатки Б, В).

При дослідженні технічного стану двигуна основну увагу слід приділити правильному вибору порядку (технології) виконання дослідження. У практиці визначення причин несправності далеко не всі двигуни можуть бути досліджені відомими діагностичними методами [14, 36, 55, 217, 232]. Це обумовлено обмеженою сферою застосування електронних діагностичних приладів. У такому разі може знадобитися не лише електронна діагностика системи керування, але також діагностика та дослідження технічного стану механічної частини двигуна.

Наприклад, щойно у двигуні виявляються ознаки якихось несправностей, а електронна діагностика, зокрема, з допомогою сканера, не дає якихось зрозумілих і надійних результатів, виникає необхідність безрозбірної діагностики механічної частини. У деяких випадках безрозбірні методи дослідження можуть застосовуватися як попередній етап до більш поглиблених

досліджень, що включають і розбирання двигуна. Це є доцільним, наприклад, для підтвердження ознак, раніше виявлених в експлуатації, перевірки обґрунтованості скарг експлуатанта на ознаки несправності тощо.

Практика показує, що особлива уважність потрібна під час попередньої діагностики несправного двигуна, що у непрацездатному стані. У неробочого двигуна в основному доводиться мати справу не з причиною, що не дає йому працювати, а зі наслідком цієї причини. У таких випадках причина прихована, і знайти необхідні її ознаки важко, тому що двигун не працює.

Зрозуміло, що й несправність пов'язані з механічною частиною двигуна, то визначення причини вже точно знадобиться часткова чи повна розбирання двигуна (див. Додатки А, Б, В). Але є й інша ситуація, коли причину укладено в системі керування, і тоді розбирати двигун не має сенсу. Таким чином, при проведенні діагностики двигуна спочатку необхідно правильно оцінити, з чим причина несправності може бути пов'язана – з механічною частиною або системою керування та агрегатами. Помилка на цьому етапі прямо веде до невиправданих витрат часу на проведення непотрібних робіт.

Після того, як сфера пошуку звужена, шукається причина несправності, для чого необхідно мати відповідний алгоритм пошуку. Якщо йдеться про неробочий двигун, алгоритм пошуку відрізняється в залежності від того, чи провертається (стартером, спеціальним ключем і т.п.) колінчастий вал чи ні. При вільному обертанні колінвала основна увага має бути звернена на систему керування, оскільки найчастішою причиною непрацездатності двигуна є несправність систем подачі палива або запалювання. Однак у дизелів, крім відмов у системі паливоподання та порушень роботи свічок розжарення, можливою причиною відмови може бути зниження компресія через зношування ЦПГ, стрижнів напрямних втулок і сідел клапанів [211].

Зрозуміло, що у разі утрудненого обертання, а тим більше заклинювання колінчастого валу, основні причини несправності укладені в механічній частині самого двигуна. Те саме слід сказати й про серйозні пошкодження двигуна, якщо вони помітні навіть зовні (наприклад, пробоїни в стінці блоку циліндрів, сліди

витікання моторної оливи через пробоїну, уламки деталей на захисті картера). У такому разі, як вже було зазначено вище, якісь "безрозбірні" дії просто втрачають сенс (за винятком діагностики системи керування та деяких простих перевірок рівнів рідин). Тоді, за наявності у двигуні сильних пошкоджень та/або ознак заклинювання, для визначення причини його несправності обов'язково виконується розбирання (див. Додаток А).

Діагностика двигуна за зовнішніми ознаками фактично є попереднім етапом робіт із визначення причини несправності. Цей вид діагностики застосовується як для працездатного двигуна, так і у разі його непрацездатності, оскільки може дати чимало потрібної інформації, яка буде однозначно втрачена після розбирання. Водночас важливість даного етапу для працездатного двигуна нерідко обумовлена тим, що саме за результатами попередньої діагностики робиться висновок про необхідність або, навпаки, недоцільність подальшого розбирання двигуна.

Справді, несправний, але робочий двигун характеризується цілою низкою зовнішніх проявів та ознак. Їх правильний та кваліфікований аналіз дає дуже цінну інформацію про несправності. Щобільше, існує велика кількість несправностей, які нескладно локалізувати за зовнішніми ознаками. До таких ознак відноситься сторонній шум, колір і склад вихлопних газів, стан і витрати оливи, охолоджувальної рідини та інші [81, 94, 162, 239, 246, 396]. При цьому важливе значення мають і супутні фактори, включаючи пробіг, термін проведення технічного обслуговування, стан гальм, шин, участь у ДТП і т.д. [90, 246].

Якщо розглядати двигун як “чорний ящик” (рис.6.2), то навіть не знаючи його характерних особливостей конструкції, за вхідними параметрами, режимом роботи та вихідними параметрами (зовнішніми ознаками) можна спробувати попередньо визначити причину несправності. Для цього слід використовувати певний порядок проведення перевірок, при цьому треба поступово виключати всі несправності, які не характерні для цього випадку, і звужувати сферу пошуку до кількох або навіть однієї можливої причини.

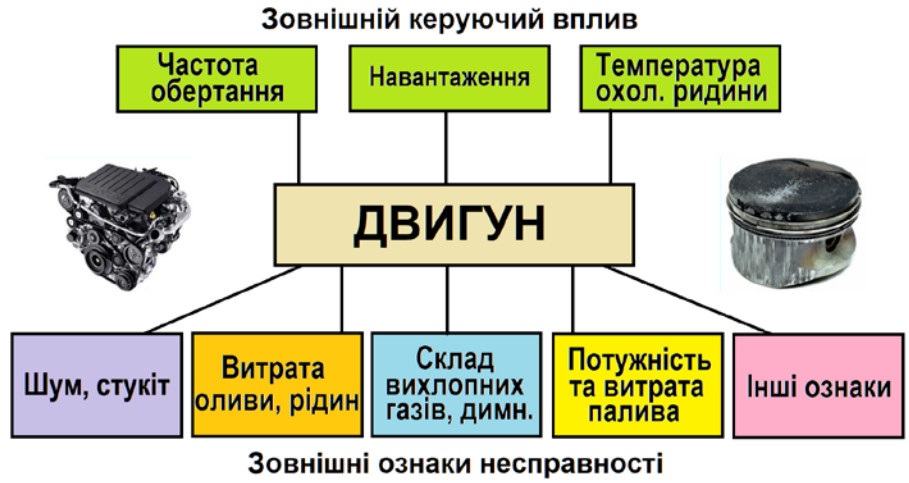



Рисунок 6.2 – Принцип пошуку причини несправності за зовнішніми ознаками: зв'язок зовнішнього впливу на прояви несправності




Рисунок 6.3 – Основні несправності механічної частини двигуна – багато дефектів та пошкоджень мають подібні зовнішні ознаки

Попри те, що такі принципи теоретично застосовні, для механічної частини двигуна подібні алгоритми виходять надто складними, а отримані за їх допомогою результати – не цілком достовірними, щоб ними можна було б користуватися практично. З одного боку, це пов'язано з великою кількістю різних деталей двигуна, пошкодження яких мають схожу картину зовнішніх ознак, як це було показано у Розділі 2.

З іншого боку, вплив режиму роботи двигуна дає зазвичай величезну кількість варіантів, коли та сама несправність може мати зовсім різні зовнішні прояви (рис.6.3). Внаслідок цього визначення причин механічних несправностей за зовнішніми ознаками видається більш доцільним лише на попередньому етапі локалізації несправності. Такий шлях передбачає подальше ухвалення рішення про розбирання двигуна з подальшим уточненням стану деталей за його результатами.

Для цього на попередньому етапі можна скористатися різними таблицями пошуку несправностей, які нерідко наводяться у відповідних ремонтних посібниках. Водночас фахівці, які добре знають конструкцію двигуна, що відбуваються в ньому процеси та умови роботи деталей, зазвичай досить точно визначають несправність безпосередньо за її зовнішніми ознаками.

Однак до методик та алгоритмів пошуку та визначення причин несправностей за зовнішніми ознаками, включаючи таблиці несправностей слід ставитися з певною часткою обережності. Річ у тому, що конкретний двигун може мати конструкцію деяких вузлів та деталей, що відрізняється від традиційної. Тоді зовнішні ознаки несправності можуть зазначити зовсім невірну причину. Крім цього, зовнішні ознаки часто вказують зовсім не на причину, а на наслідок цієї причини. Наприклад, причина стукоту шатунних підшипників може бути зовсім не у великому їх зносі, а, наприклад, у несправності оливного насоса або його редукційного клапана, а то й взагалі в низькому рівні оливи внаслідок несвоєчасності контролю водієм або навіть течі оливи через пошкоджений сальник. В такому випадку знос є таким же наслідком, як і стукіт,

а справжня причина, якщо ґрунтуватися тільки на зовнішніх ознаках, неочевидна.

Насправді часто доводиться виконувати велику кількість діагностичних перевірок вузлів і деталей двигуна, щоб знайти причину несправності. Але далі, при необхідності точного визначення причини, все одно має бути розбирання двигуна з уточненням попередньо визначеної причини несправності. Причому якщо правильне попереднє визначення причини несправності дозволяє суттєво скоротити витрати часу на пошуки, то неправильно проведена діагностика іноді не дозволяє визначити причину несправності навіть після повної розбирання двигуна. У цьому слід зазначити, що тут вирішального значення набуває досвід дослідника, зокрема знання конструкції та процесів двигуна та її систем.

Для попереднього визначення причини несправності двигуна можуть бути використані різні способи в залежності від стану двигуна, кваліфікації персоналу, виду діагностичного обладнання та ін.

Детально методика проведення досліджень технічного стану двигунів у межах даної роботи викладена в Додатку А.

## 6.3 Інформаційне забезпечення досліджень причин несправностей двигунів

Технічна інформація про досліджуваний двигун у переважній більшості випадків є ключовим джерелом для визначення причини його несправності (див. Додаток Д). Фактично для дослідження причин несправності двигуна інформація має практично таке значення, як і для діагностики на СТО – без інформації неможливо знайти причину несправності.

У діагностиці двигунів інформацію називають також одним з інструментів діагностування. Це пов'язано з тим, що діагност працює з приладами, інструментами та інформацією однаково, всі вони є засобами досягнення однієї мети – знайти та усунути несправність. Інформація при цьому не замінює, а доповнює інструменти, прилади та методи діагностики, які без інформації про об'єкт дослідження є неефективними.

При проведенні досліджень причин несправності двигуна цілі та завдання схожі – треба знайти причину несправності, використовуючи ті ж засоби, включаючи інформацію. Але відмінність у цьому, що усувати несправність зайве, оскільки усунення несправності є завданням ремонтної організації. Проте слід зазначити, що з проведенням досліджень причин несправності із завдання замовника може знадобитися дослідити, як можна та/або потрібно усувати несправність. З іншого боку, різницю між завданнями діагностики технічного стану та дослідження причин пошкоджень двигунів визначає як різне ставлення до інформації, а й різницю у джерелах цієї інформації.

Визначити місце технічної інформації в процесі пошуку причин несправностей двигуна і знайти, яка інформація на сьогодні потрібна і доступна для досліджень, можна, якщо розглянути питання з позицій діагностики, але врахувати відмінності в цілях та завданнях.

Перше, що потрібно зробити, це визначити вид інформації, необхідної для досліджень. Для цього всю технічну інформацію, яка використовується при дослідженні причин несправності двигунів, можна поділити на декілька основних груп (рис.6.4).

До першої групи належить так звана базова інформація. Вона є відомостями про фізичні основи робочих процесів у двигуні та його системах. Базова інформація абсолютно відкрита і доступна, легко знаходиться у підручниках, наукових книгах та періодичних виданнях з теорії, конструкції двигунів та робочих процесів, а також суміжних питань. До цього виду інформації можна умовно віднести деякі фундаментальні книги виробників запчастин для двигунів, у яких викладено їх досвід у проєктування та доведення продукції [158, 206, 208, 221, 269, 292-293, 295, 326, 340, 391]. Це книги таких відомих виробників, як Mahle, MSI Motor Service International (Kolbenschmidt), Goetze та інших, хоча деякі з таких книг можуть відповідати та довідкової технічної інформації.

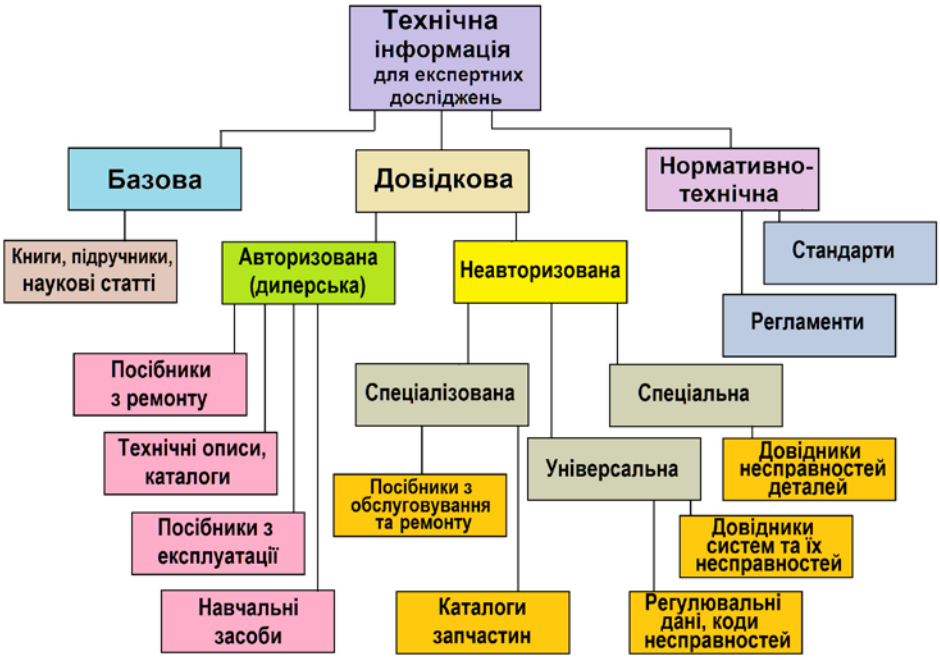



Рисунок 6.4 – Групи та види джерел інформації для досліджень причин несправностей двигунів

Наступна група джерел технічної інформації – це довідкова інформація. Потреба довідкової інформації виникає лише іноді, тим щонайменше, вона займає важливе місце у дослідницькому процесі. На відміну від базової, це досить специфічна та конкретна інформація, яку можна, своєю чергою, розбити на кілька видів.

Як відомо, процес дослідження несправності пов'язаний з аналізом великої кількості даних, що показують поточний стан двигуна. Наприклад, мета виконуваних при дослідженнях вимірювань – встановити, чи відповідають виміряні параметри двигуна, його систем, розміри деталей певної норми. Для цього потрібно знати нормативний рівень вимірюваних та/або аналізованих величин, що зазвичай визначається виробником і є однією зі складових довідкової технічної інформації.

Досліджувані системи сучасного двигуна складаються з великої кількості механічних, електромеханічних та електронних елементів. Вони об'єднані в єдине ціле – двигун і пов'язані непростою логікою функціонування. Для виявлення несправності потрібне точне знання внутрішнього пристрою окремого

елемента та його взаємозв'язку, у тому числі механічного або електричного, з іншими компонентами системи. І саме довідкова інформація дозволяє ознайомитися з конструкцією елементів та їх внутрішнім пристроєм.

Серед довідкової інформації, яка використовується для дослідження причин несправностей двигунів, необхідно виділити таку:

- розміри деталей та вузлів, у тому числі зазори та натяги у з'єднаннях,
- геометричні характеристики робочих поверхонь, у тому числі відхилення від площини, круглості, співвісності тощо,
- моменти затягувань різьблення,
- регулювальні дані,
- опис специфічних процедур перевірки параметрів,
- розшифрування кодів несправностей,
- позначення та заводські номери запасних частин та багато іншого.

Якщо говорити про різні види довідкової технічної інформації, то наступні 2 види становлять її основу – це авторизована та неавторизована довідкова технічна інформація. Крім цього, можна виділити й спеціальну (спеціалізовану) інформацію, викладену у довідниках виробників запчастин, включаючи довідники з пошкоджень деталей [161, 164-165, 183, 339, 178-182, 184, 269, 317, 406]. Водночас усі виділені групи інформації разом утворюють єдиний інформаційний комплекс досліджень причин несправностей двигунів автомобілів.

Детальний опис видів джерел інформації як інформаційного забезпечення досліджень наведено у Додатку Д.

## 6.4 Результати досліджень процесів пошкоджень вузлів та систем двигуна, перевірка достовірності запропонованих методів

Нижче наведено основні результати, отримані під час виконання практичних досліджень причин несправностей великої кількості двигунів різних типів. Приклади виконаних досліджень наведено в Додатку Е.

6.4.1. Дослідження пошкоджень поршневої групи та головки циліндрів при несправності в системі охолодження двигуна

В експлуатації автомобілів зустрічаються різні та дуже численні причини перегріву двигунів [103, 250, 260, 303, 308, 319, 321], які умовно можна розбити на 3 групи:

- несправності, що спричиняють порушення циркуляції ОР у системі при її нормальній кількості (у тому числі несправності термостата, насоса, забруднення радіатора зсередини, низький тиск у системі тощо);

- несправності, що порушують відведення тепла із системи при нормальній кількості ОР (у тому числі несправності датчиків, вентилятора, забруднення радіатора зовні та т.д.);

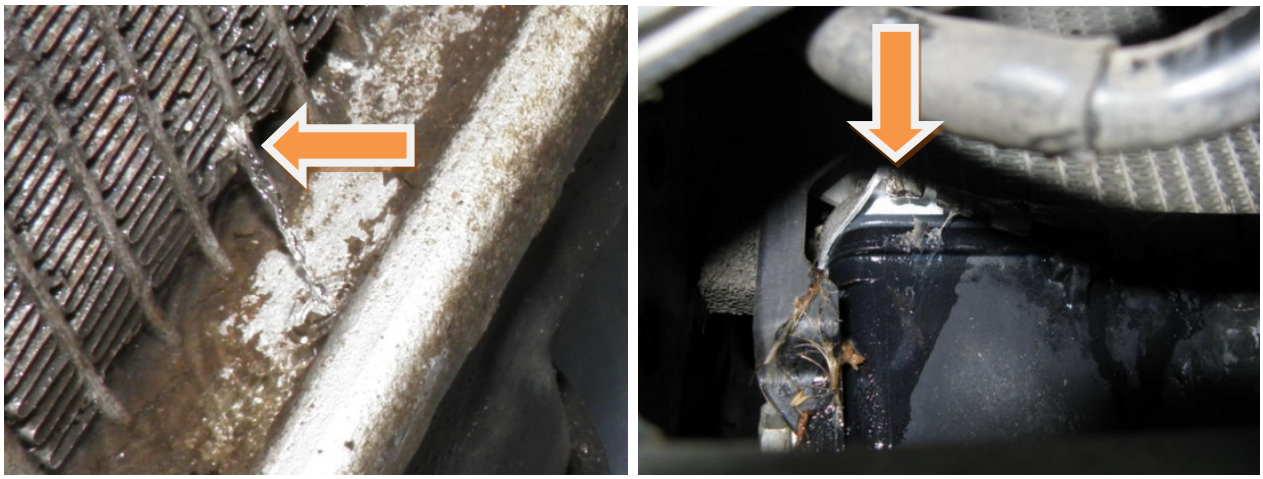
- несправності, спричинені витоками ОР із системи (у тому числі, внаслідок негерметичності від пошкодження хомутів, шлангів, радіатора тощо).

Для перших двох груп причин момент початку підвищення температури в системі, як і момент настання перегріву двигуна, а також його розвиток у часі, досить легко контролюються за допомогою покажчика температури на панелі приладів автомобіля. Наявність нормальної кількості ОР у системі визначає необхідні можливості контролю, при якому покажчик покаже відхилення температури від норми за будь-якої несправності у зазначеній групі.

Навпаки, 3-я група причин є аварійний випадок, коли з системи йде робоча рідина [260]. Це може суттєво змінити режим роботи системи аж до такого стану, коли звичайні методи контролю не застосовуються. Цей режим визначається, в першу чергу, поєднанням надзвичайно високої температури тих деталей, у яких втрачено контакт з ОР, з порівняно нижчою температурою деталей, де такий контакт не порушувався. У випадку, якщо датчик температури виявляється поза рідиною через сильне падіння її рівня в системі, можна очікувати суттєвого розходження вимірюваної та дійсної температури в системі. Це також може спричинити значні пошкодження (див. Додаток Е1).

Основна причина відмов даного типу – пошкодження радіатора

охолодження різними сторонніми предметами з дороги, коли вони підкидаються попутними чи зустрічними автомобілями (рис.6.5), чи корозією. У той самий час нерідко трапляються аналогічні за наслідками відмови, які викликані пошкодженнями шлангів внаслідок старіння гуми (тріщини, ослаблення затяжки хомутів, зрив із патрубка).



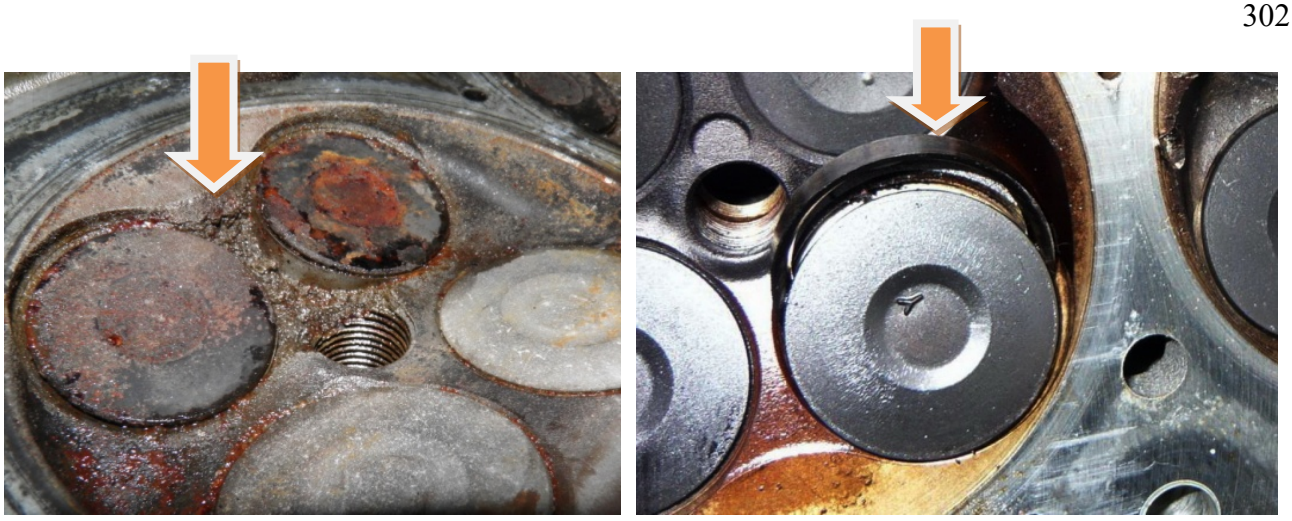
а б

Рисунок 6.5 – Типові пошкодження радіаторів, які викликають швидку втрату ОР: а – пробой трубки; б – пробой краю нижньої банки радіатора

Практика показує [250, 260], що двигун при такій несправності виходить з ладу від втрати компресії в циліндрах внаслідок значної деформації площин і втрати герметичності прокладки головки блоку циліндрів.

На рис.6.6 представлена камера згоряння бензинового двигуна зі слідами плавлення стінки між випускними сідлами, що було результатом витікання ОР через радіатор після пошкодження ударом стороннього предмета.

Таке пошкодження виникло при роботі двигуна на номінальному режимі (рух автомобіля з високою швидкістю по шосе) і характеризувалося великою інтенсивністю розігріву деталей і малим часом до виходу з ладу [81].



а б

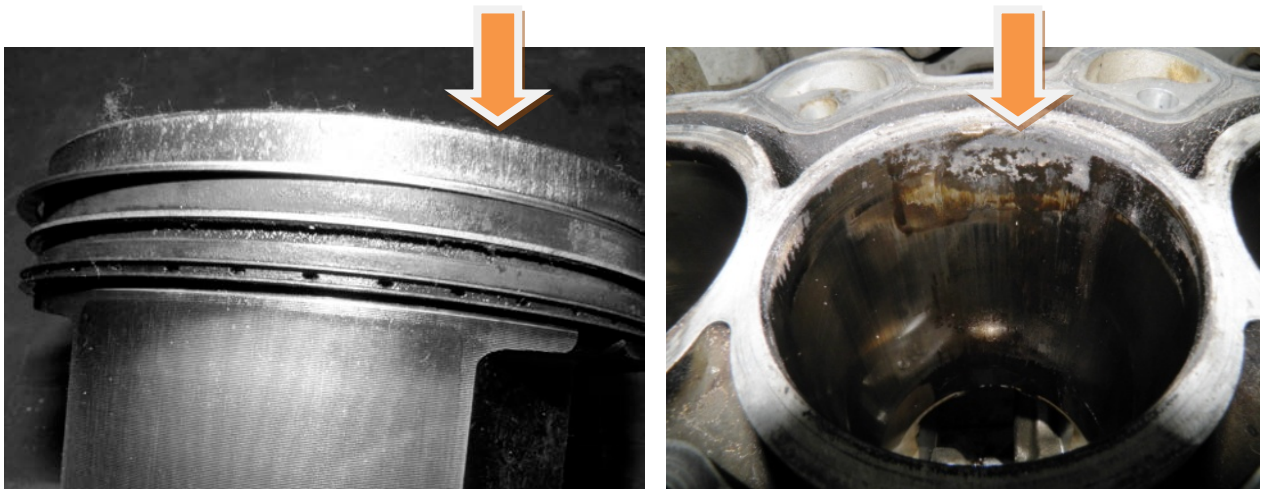
Рисунок 6.6 – Камера згоряння зі слідами термічних пошкоджень [81, 260]: а – пошкодження від плавлення стінки між сідлами випускних клапанів на номінальному режимі роботи ДВЗ; б – випадання сідел при перегріві від втрати ОР на режимі малих оборотів та навантажень при роботі ДВЗ на місці

Як можна було очікувати, найбільші пошкодження зазнала ділянка камери згоряння між сідлами випускних клапанів. Ця ділянка нагрівається гарячими газами відразу з трьох сторін (камера згоряння та випускні канали), тоді як охолоджується тільки з одного боку.

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.6.6).

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.6.7).

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.6.8). Далі стався ще один прогар ділянки між циліндрами внаслідок його нагрівання через прогар прокладки головки циліндрів.



а б

Рисунок 6.7 – Задираки на деталях бензинового двигуна при втраті ОР [81]: а – на верхній частині поршня; б – на поверхні циліндра

Однак, попри значні пошкодження деталей, загальна тенденція збереглася – поршень при аварійному перегріві від втрати ОР пошкоджується, головним чином, в зоні вогневого поясу (рис.6.9), при цьому спідниця не має видимих пошкоджень.

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.

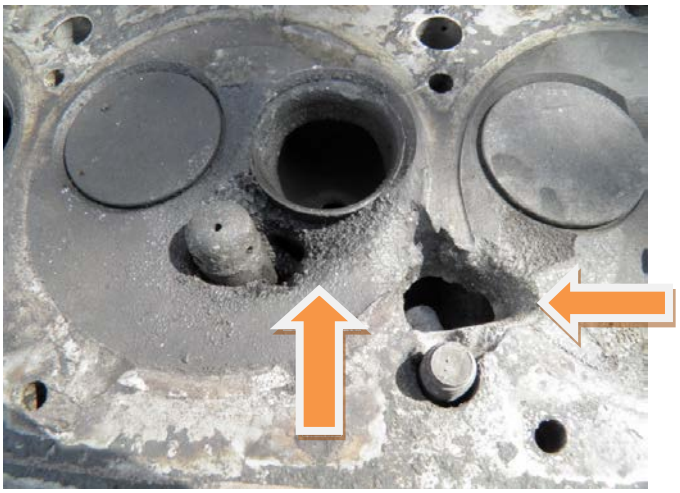
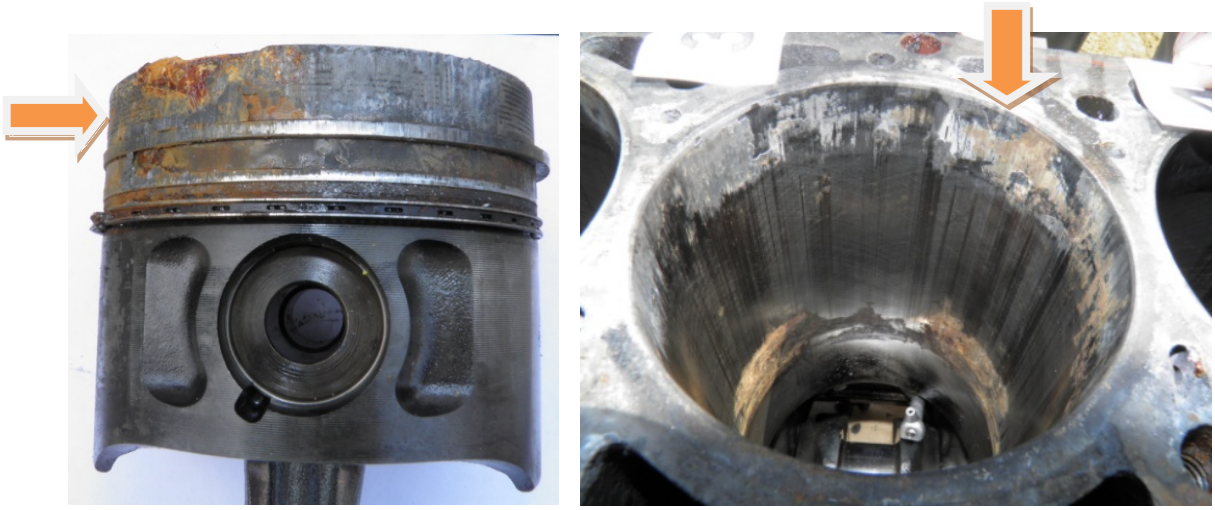


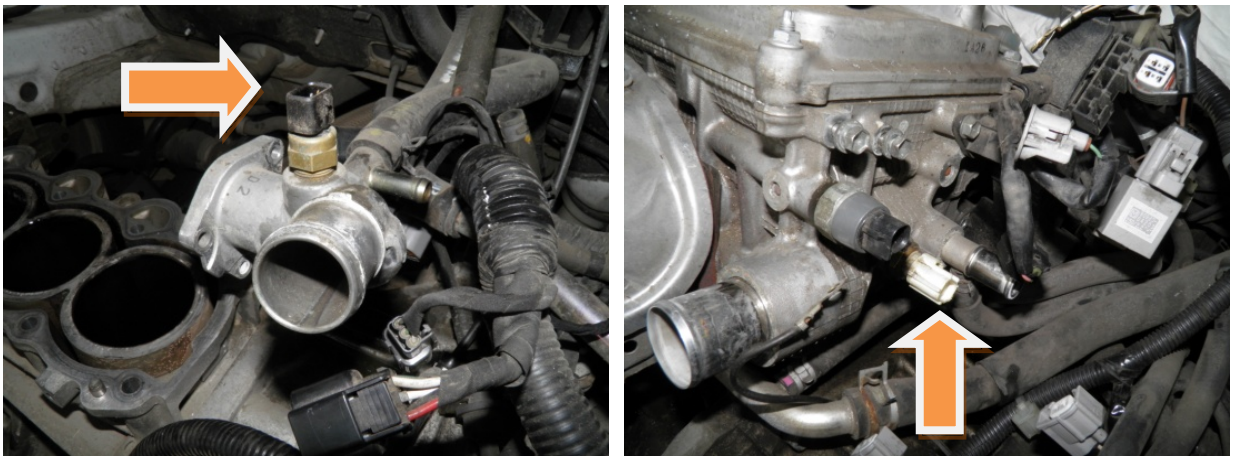
Рисунок 6.8 – Плавлення головки циліндрів дизельного двигуна при перегріві, викликаному раптовою втратою охолоджувальної рідини.



а б

Рисунок 6.9 – Задири від перегріву дизеля при втраті ОР: а – у верхній частині поршня; б – на циліндрі (добре видно сліди прориву газів на поверхні).

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.6.10). 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.



а б

Рисунок 6.10 – Особливості конструкції систем охолодження двигунів, що викликають відсутність реакції датчика температури на перегрів при аварійній втраті охолоджувальної рідини: а – датчик температури на вихідному патрубку головки циліндрів, б – датчик на вихідному каналі головки циліндрів

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.

Як це випливає з отриманих вище розрахункових даних [81, 250, 260], при аварійно швидкої втрати охолоджувальної рідини інерційність датчика температури, якщо він встановлений на вихідному патрубку головки циліндрів, стає надзвичайно великою. При цьому температура на покажчику може зрости помітно для водія приблизно через хвилину після повного порушення працездатності системи охолодження. Водночас відмова двигуна внаслідок деформації ГБЦ та втрати компресії відбудеться раніше, ніж водій побачить підвищення температури. У зв'язку з цим необхідно зазначити, що якщо потрібно виключити аналогічні відмови в системах охолодження даного типу в майбутньому, це може бути досягнуто шляхом зміни їх конструкції.

Таким чином, у ДВЗ легкових автомобілів із системами охолодження традиційного типу з одноходовим термостатом та байпасним каналом є особливість: швидке аварійне падіння рівня рідини викликає припинення її циркуляції по великому колу. При цьому камери згоряння одержують надзвичайно серйозні пошкодження у вигляді плавлення стінок та/або випадання сідел, тоді як поршні в циліндрах отримують незначні термічні пошкодження і тільки через значно більший час від початку руйнування камери згоряння. Якщо датчик температури встановлений на вихідному патрубку головки блоку циліндрів, то внаслідок своєї інерційності при швидкій втраті рідини він не показує не тільки перегрівання двигуна, а й навіть простого підвищення температури. В результаті водій не має технічної можливості бачити підвищення температури в системі аж до відмови двигуна.

### 6.4.2 Дослідження пошкоджень підшипників колінчастого валу при порушенні подачі оливи в системі змащення

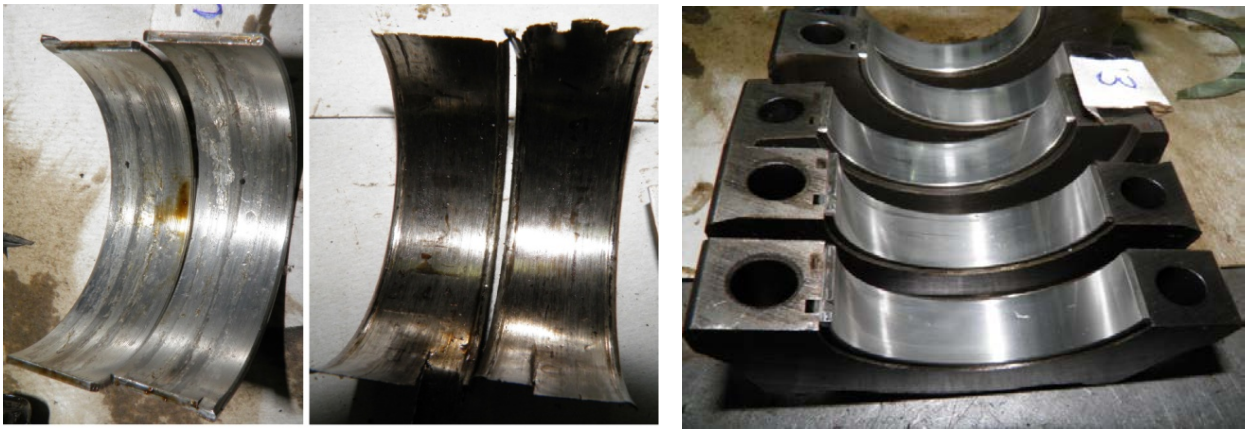
Як відомо, корінні та шатунні підшипники у ДВЗ мають різний конструктивний влаштування подачі оливи [103, 226, 314, 342, 384, 403]. Змащування корінних підшипників відбувається подачею моторної оливи, яка подається до них з піддона двигуна оливним насосом під тиском в головної оливної магістралі в блоці циліндрів. Водночас подача оливи до шатунних підшипників походить від корінних підшипників по радіально-осьових оливних каналах, виконаних у колінчастому валі (рис.3.10-3.11).

У процесі досліджень причин несправностей у системі змащення двигунів зазвичай виявляються такі основні та найчастіше зустрічаються пошкодження підшипників колінвала [165, 178-181, 211, 271, 279, 347], які можна розбити на 3 основних види:

1) пошкоджено більшість або всі шатунні підшипники (рис.6.11), з утворенням слідів порушення режиму змащення на шатунних шийках колінвала, на робочій поверхні підшипників у вигляді кольорів втечі металу, задирак, плавлення та руйнування антифрикційного шару підшипників, з пошкодженням кривошипних головок шатунів, при цьому корінні підшипники слідів пошкодження не мають або вони незначні,

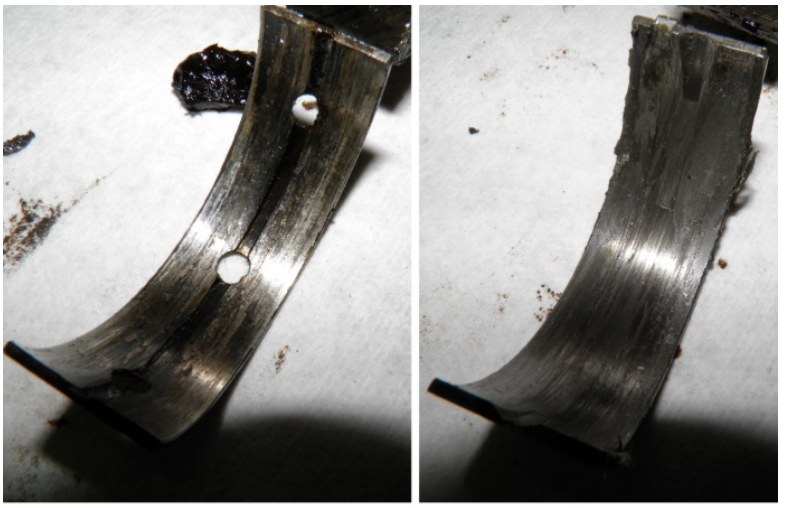
2) пошкоджено більшість або всі корінні підшипники (рис.6.12), з утворенням слідів недостатньої подачі оливи на корінних шийках колінвала, на робочій поверхні підшипників у вигляді кольорів втечі металу, задирак, плавлення та руйнування антифрикційного шару підшипників, з пошкодженнями на поверхні отворів опор (підшипників) колінвала в блоці циліндрів, при цьому шатунні підшипники слідів пошкодження не мають.

3) пошкоджені у тому чи іншою мірою і корінні, і шатунні підшипники, вони мають сліди пошкодження різного ступеня (рис.6.13).

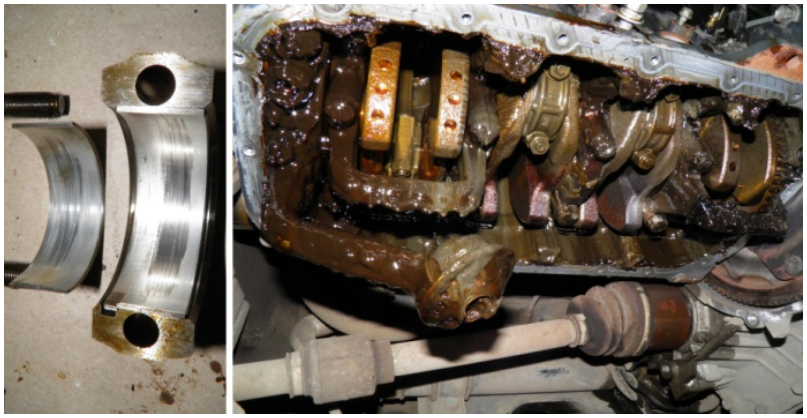


а б

Рисунок 6.11 – Приклад пошкоджень підшипників як результат експлуатації двигуна з недостатнім рівнем оливи [262]: а – сильне пошкодження шатунних підшипників, б – відсутність явних пошкоджень корінних підшипників

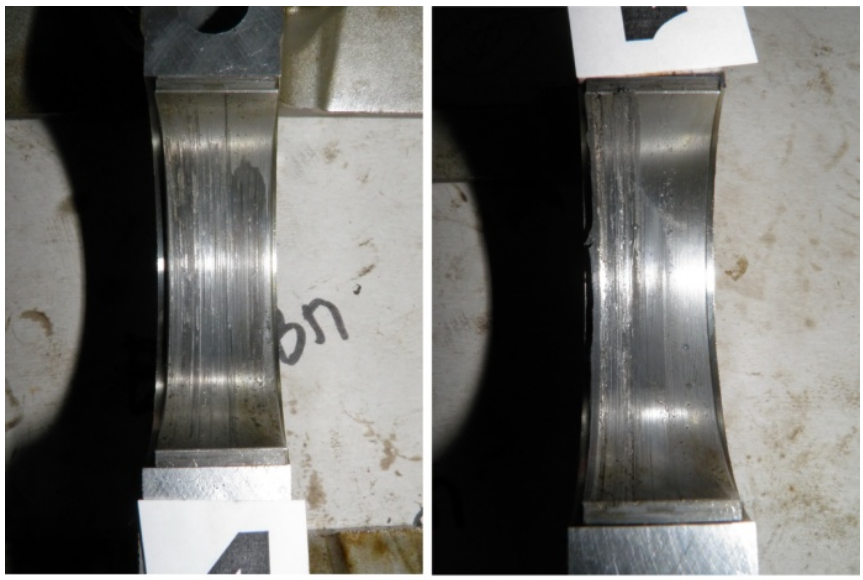


а

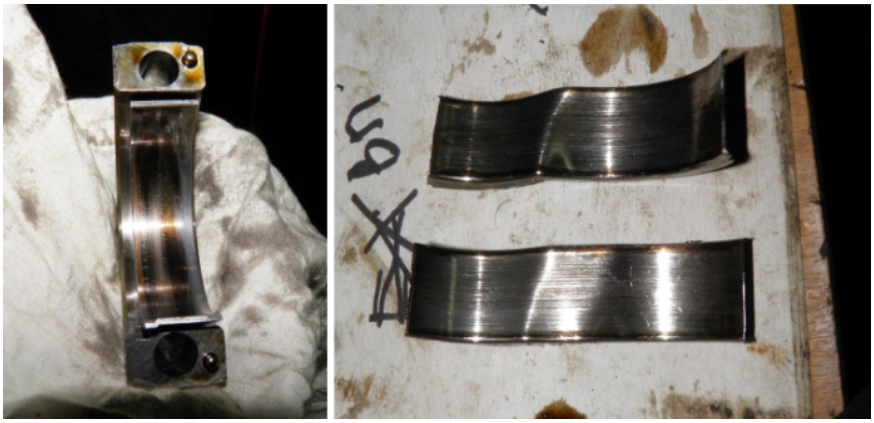


б

Рисунок 6.12 – Пошкодження, які викликані надзвичайно швидкою деградацією моторної оливи із затикання сітки маслоприймача: а – значні пошкодження корінних підшипників; б – невеликі пошкодження шатунних підшипників



а



б

Рисунок 6.13 – Приклад пошкоджень всіх підшипників внаслідок тривалої експлуатації двигуна на потужних режимах з несправним оливним насосом: а – корінних; б – шатунних

З відмінностей в умовах змащення шатунних і корінних підшипників логічно припустити, що у разі раптового та повного припинення подачі оливи до колінчастого валу порушення змащення виникне в першу чергу у тих підшипниках, куди олива подається під тиском. Тоді при швидкому та повному припиненні подачі оливи брак змащення повинно виникати, в першу чергу, у корінних підшипниках колінвала [78, 262].

Звідси також випливає, що пошкодження, що спостерігається, тільки шатунних підшипників (без пошкодження корінних) можливе не тільки у разі повної відсутності оливи в мастильних отворах колінвала, але і при зниженні

подачі оливи, а також не повному його припиненні (інакше пошкодження отримали б всі підшипники).

Попри ці очевидні особливості пошкодження підшипників, у деяких джерелах [178, 180, 211, 347] при визначенні причини подібних несправностей не беруть до уваги різницю в ступеня пошкодження корінних і шатунних підшипників. В результаті практично нерідко вказують на такі причини недостатньої подачі оливи, які прямо суперечать наявними ознаками.

Водночас наявність одночасного пошкодження всіх підшипників колінвала викликає найбільші труднощі щодо достовірної причини пошкодження, що відповідає реальному механізму виходу двигуна з ладу.

Добре відомо, що режим змащення, який призводить до пошкодження і подальшого руйнування підшипника ковзання, спочатку виникає при недостатній подачі оливи до поверхонь підшипника, що труться. В результаті при заданому навантаженні змащувальна плівка стає тоншою [25, 280, 289, 320, 384, 354]. Зменшення подачі оливи в підшипник призводить до погіршення відведення тепла та підвищення температури оливи та самого підшипника. Це знижує в'язкість оливи та ще більше зменшує товщину плівки. Що, своєю чергою, викликає безпосередній контакт і розігрів підшипника від тертя контактувальних деталей – вкладиша і шийки колінвала, відповідно до режиму граничного тертя, коли виникає контакт по мікронерівностях у початковій фазі пошкодження [280].

Подальше зменшення подачі оливи (і/або зростання навантаження на вал) призводить до розширення зон дотику деталей та подальшого розігріву їх поверхонь. У певний момент олива повністю видавлюється із зазору, відбувається перехід у так званий режим сухого тертя, і починається плавлення робочого шару вкладиша [280]. У разі безпосереднього контакту валу і вкладиша це веде до перенесення розплавленого робочого шару вкладиша поверхню шийки валу (задирам). Водночас розплавлений антифрикційний матеріал вкладиша вичавлюється під впливом робочого навантаження до країв вкладиша [78].

При роботі двигуна на низьких частотах обертання і навантаженнях на даній стадії розплавлення підшипника та взаємного перенесення матеріалу може статися заклинювання валу в підшипнику коштом приварювання деталей один до одного. На високих частотах і у потужних двигунів такий ефект спостерігається рідше, оскільки при великій потужності, що розвивається, двигун долає будь-яку додаткову силу опору обертанню колінчастого валу, супутнє руйнування вкладишів. У таких випадках, навіть якщо вкладиші приварюються до валу, вони провертаються в блоці циліндрів та/або кривошипній головці шатуна. Подальша робота двигуна з цією несправністю веде її розвитку. Відбувається поширення пошкоджень на дедалі більше підшипників з допомогою вторинного їх пошкодження продуктами руйнації (рис.6.14) і перекриття мастильних каналів, зокрема, при провертанні вкладишів у корінних опорах [211].

Зазначена особливість розвитку початкового пошкодження на потужних режимах є причиною того, що на практиці спостерігаються не дві характерні картини пошкоджень (пошкоджені або корінні, або тільки шатунні підшипники), а три. Тобто до двох варіантів, що часто зустрічаються, додається третій, з пошкодженням і шатунних, і корінних підшипників [178-180, 182-183, 347].

Причому, чим більше навантаження та оберти та триваліша робота двигуна після появи несправності, тим у цілому менше відмінності у ступеню пошкодження підшипників [76, 78] – аж до повного руйнування двигуна (рис.6.15).

Всі зазначені дані дозволяють зібрати разом всі можливі причини пошкодження підшипників і характерні ознаки порушення режиму змащення, щоб порівняти з наявними ознаками визначити, з якої причини виникло пошкодження підшипників колінвала. Для цього доцільно скористатися зазначеними у Розділі 2 принципами поділу ознак на головні, підтверджувальні та уточнювальні ознаки.

Головною ознакою несправності є сам характер пошкодження підшипників, а саме, яка група підшипників пошкоджена – шатунні, корінні чи ті та інші.

До підтверджувальних ознак слід віднести такі особливості пошкодження, як наявність або відсутність заклинювання валу в підшипнику, провертання вкладиша в отворі, перегрівання та руйнування кривошипної головки шатуна. Це дозволяє виявити причину несправності за уточнювальними ознаками, у тому числі станом оливного насоса, фільтра, сітки маслоприймача, цілісності піддона картера, наявності течій і продуктів забруднення оливи, а також якості самої оливи та інших ознак, що характеризують стан деталей.

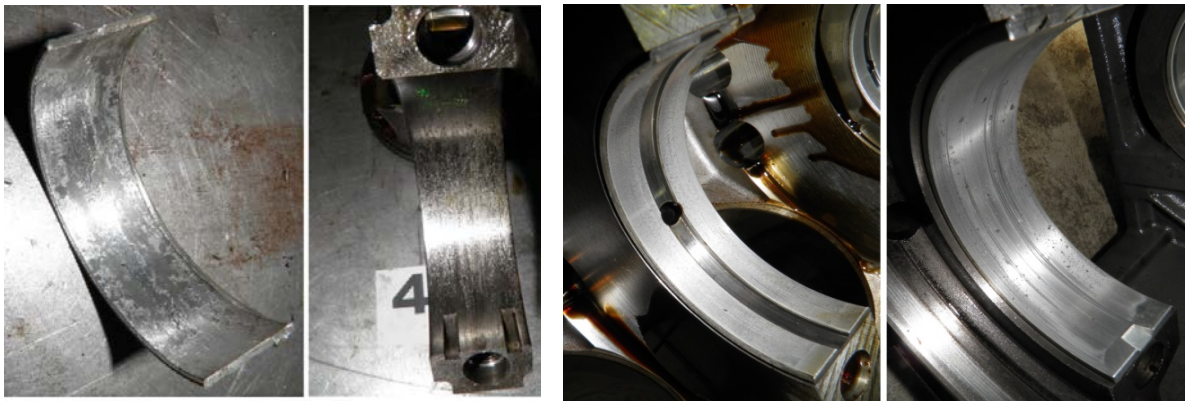
Для наочності всі ознаки, необхідні визначення стану підшипників, згруповані і зведені в табл.6.7.

Насправді крім крайніх ("чистих") випадків пошкодження чи тільки корінних, чи тільки шатунних підшипників, експерт зіштовхується і з перехідними станами. Якщо, наприклад, пошкоджені всі підшипники, але якісь більшою мірою, а якісь меншою, це нерідко пов'язано з вторинними пошкодженнями деталей при продовженні роботи двигуна після виникнення несправності.

Зрозуміло, що припинення експлуатації двигуна відразу після появи ознак несправності дає чіткішу картину. У той самий час будь-які вторинні пошкодження можуть у деяких випадках "змастити" цю картину та утруднити визначення причини несправності.

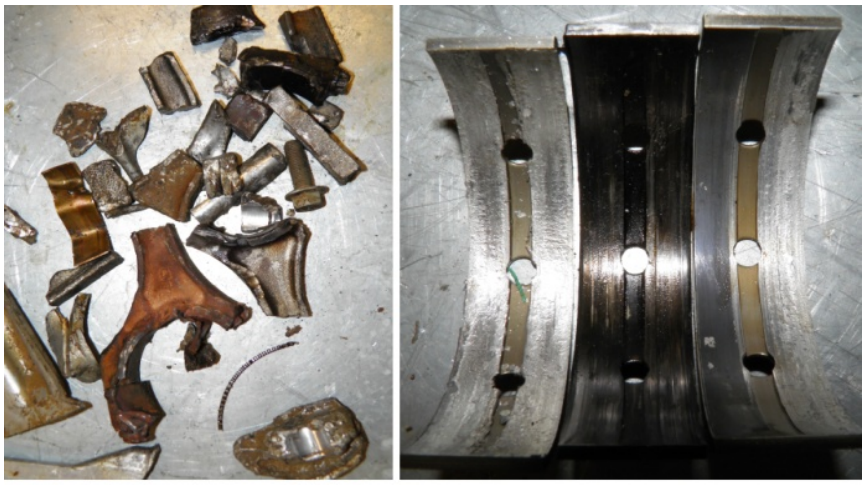
Проте зіставлення ознак пошкодження підшипників конкретного двигуна з даними табл.6.11 дозволяє досить швидко локалізувати несправність. Тоді шляхом обмеженої кількості перевірок можна швидко виявити причину несправності.

При цьому важливо, що уточнюється не тільки причина, але й режим і тривалість роботи двигуна після виникнення несправності. Це може мати вирішальне значення за деяких видів досліджень (наприклад, для страхових компаній).

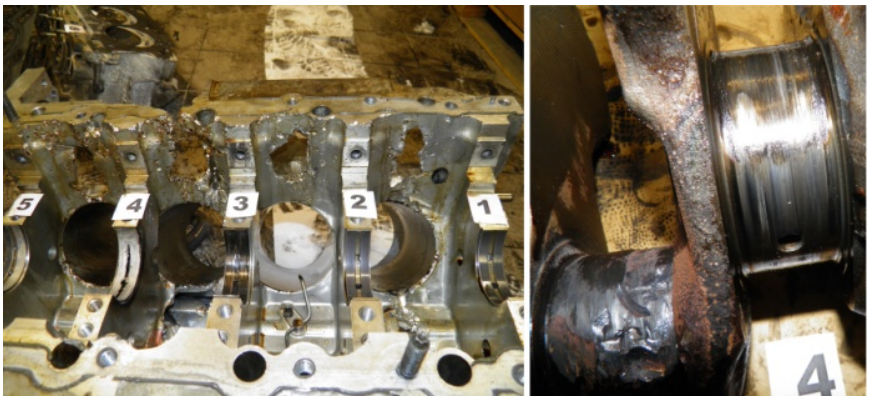



а б

Рисунок 6.14 – Приклад пошкоджень підшипників як результат надмірно низької в'язкості оливи, що спричинено перегріванням двигуна: а – шатунних (значні пошкодження); б – корінних (незначні пошкодження)



а




б

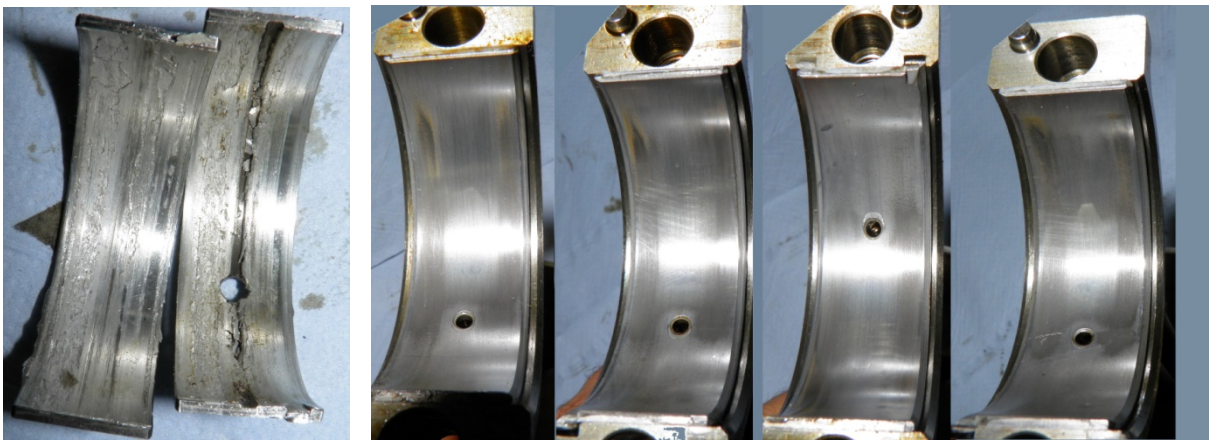
Рисунок 6.15 – Повне руйнування двигуна внаслідок тривалої роботи на потужних режимах з несправною системою змащення: а – надзвичайні пошкодження більшості корінних та шатунних вкладишів, б – надзвичайні пошкодження колінчастого валу та множинні пробої блоку циліндрів

Таблиця 6.7 – Характер пошкодження підшипників колінвалу в залежності від виду несправності системи змащення та режиму роботи двигуна.

| Головні ознаки несправності (яку групу підшипників пошкоджено) | Пошкоджено кілька або всі шатунні підшипники колінвалу | Пошкоджено кілька або всі корінні підшипники колінвала | Пошкоджено і корінні, і шатунні підшипники |
|---|---|---|---|
| Режими роботи двигуна (впливають на характер пошкодження деталей) | - знижені оберотa та навантаження, порівняно малий час роботи після виникнення несправності,<br>- підвищені навантаження<br>- збільшена тривалість роботи після виникнення несправності | - знижені оберотa та навантаження, порівняно малий час роботи після виникнення несправності<br>- підвищені навантаження | - порівняно тривала робота двигуна на потужних режимах після виникнення несправності |
| Підтверджувальні ознаки (характер пошкодження деталей кривошипно-шатунного механізму) | - заклинювання колінвала в шатунних підшипниках на малих обертах,<br>- провертання шатунних вкладишів та пошкодження кривошипних головок шатунів при підвищенні навантаження,<br>- перегрів та руйнування кривошипної головки шатуна зі збільшенням тривалості роботи | - заклинювання колінвала в корінних підшипниках на малих частотах,<br>- провертання корінних вкладишів та пошкодження корінних опор у блоці циліндрів при збільшенні навантаження | - провертання шатунних вкладишів та пошкодження кривошипних головок шатунів з подальшим їх руйнуванням,<br>- провертання корінних вкладишів та пошкодження корінних опор у блоці циліндрів |
| Причини несправності (перебувають за уточнювальними ознаками - стану конкретних деталей) | Зниження подачі оливи до колінвала, у тому числі:<br>- невчасний контроль за рівнем оливи,<br>- знос деталей оливного насоса,<br>- знос колінвала та підшипників,<br>- забруднення сітки маслоприймача,<br>- надмірно низька в'язкість оливи | Припинення подачі оливи до колінвала, у тому числі:<br>- заклинювання редукційного клапана оливного насоса у відкритому положенні,<br>- заклинювання редукційного клапана оливного насоса в закритому положенні, видавлювання гумового кільця з-під оливного фільтра,<br>- несправність механізму регулювання об'єму нагнітальної порожнини оливного насоса,<br>- руйнування піддона картера,<br>- внутрішні руйнування у двигуні, що впливають на герметичність та/або справність системи змащення | Можливі причини несправності можуть відповідати як зниженню, так і повному припиненню подачі оливи:<br>- ключове значення має різниця між станом (ступенем пошкодження) корінних та шатунних підшипників,<br>- чим довше працює двигун після появи несправності, тим важче визначити різницю між станом (пошкодженням) корінних та шатунних підшипників |

Якщо час процесу буде значним (більше ніж 10 секунд), особливо при малих частотах обертання та навантаженнях, для працездатності підшипника досить невеликого тиску подачі. Тим самим можна пояснити різницю у ступеня пошкодження корінних та шатунних підшипників після відмови у системі змащення. У такому разі цікаві дані досліджень несправностей двигунів, а саме, відмінності в стані шатунних і корінних підшипників.

На рис.6.16 представлений характер пошкодження підшипників бензинового двигуна 2,0 л після раптового порушення і майже повного припинення подачі оливи внаслідок видавлювання гумового кільця ущільнювача з-під оливного фільтра (відмова супроводжувалася спрацьовуванням сигналізації недостатнього тиску оливи). Колінчастий вал був заклинений у корінних підшипниках, тоді як шатунні підшипники отримали лише незначні пошкодження [76, 78].



а б

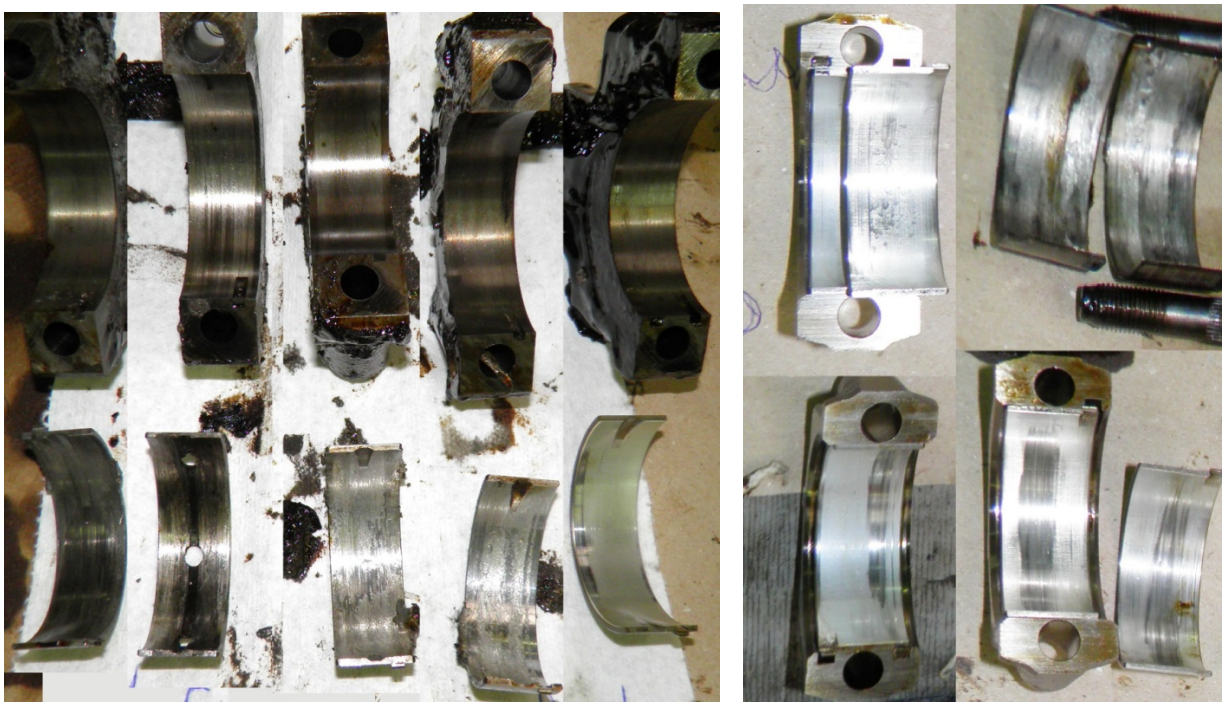
Рисунок 6.16 – Результат відмови в системі змащення з подальшим різким падінням тиску оливи на низьких частотах обертання: а – задираки, плавлення корінних підшипниках та ознаки заклинювання колінчастого валу; б – незначні пошкодження шатунних підшипників

Аналогічні випадки були відзначені в практиці та при інших несправностях у системі подачі оливи, у тому числі при руйнуванні піддона картера, заклинюванні редукційного клапана та інших. Спільним для випадків

пошкодження переважно корінних підшипників є швидке та практично повне припинення подачі оливи до колінчастого валу, якщо воно відбувається на знижених режимах роботи двигуна.

Якщо зазначені умови не виконуються, наприклад, подача оливи зникає не відразу, не повністю та/або режими роботи двигуна підвищені, пошкодження поширюється і на шатунні підшипники.

На рис.6.17 представлено стан підшипників бензинового двигуна 2,0 л після пробою піддона картера. Відмова в системі змащення, викликана витіканням оливи з картера, відбулася на підвищених режимах роботи двигуна. В результаті колінчастий вал заклинив у корінних підшипниках вже після того, як шатунні зазнали пошкоджень. Добре видно, що більшість корінних підшипників мають надзвичайно сильні пошкодження (один провернуть в опорі). Водночас пошкодження шатунних підшипників, що живляться від них, істотно менше.



а б

Рисунок 6.17 – Результат тривалої роботи двигуна після відмови подачі оливи на підвищених режимах: а – значні пошкодження корінних підшипників; б –поширення пошкоджень на шатунні підшипники

З практики випливає (результати моделювання та розглянуті випадки це побічно підтверджують), що в межі, коли подача олії не припиняється повністю, а лише знижується тією чи іншою мірою, картина пошкодження фактично змінюється на зворотну. У такому разі пошкодження отримують лише шатунні підшипники, тоді як корінні можуть бути пошкоджені незначно або взагалі не мати видимих пошкоджень [78, 184].

Таким чином, порушення режиму змащення та пошкодження, головним чином, корінних підшипників пов'язане зі швидким і повним (або майже повним) припиненням подачі до них оливи. Однак пошкодження тільки або, головним чином, шатунних підшипників є, як правило, наслідком зниження подачі оливи нижче мінімального рівня. Можливі також перехідні стани, коли пошкоджені та корінні, і шатунні підшипники, проте для правильного визначення причини найбільш важливою є різниця у ступені їх пошкодження (рис.6.17). Можна також відзначити, що пошкодження корінних підшипників колінчастого валу за відсутності (або незначності) шатунних пошкоджень більш відповідають відмовам на знижених режимах роботи двигуна. Ця ознака також може бути ключовою під час розслідування причин відмови в рамках проведення автотехнічних досліджень технічного стану двигуна, у тому числі при аналізі дій водія з метою визначення технічної можливості запобігання наслідкам відмови.

Отже, спостерігається згідно з наявними експериментальними даними відмінність у пошкодженнях корінних і шатунних підшипників колінчастого валу при несправностях в системі змащення викликано відмінностями в організації подачі оливи до підшипників при впливі відцентрових сил. Це є ключовим фактором, що вказує на причину несправності. Звідси випливає, що причини несправності двигуна, що спричинили пошкодження підшипників, можуть бути визначені з більшою достовірністю.

### 6.4.3 Температурний стан головки впускного клапана при зміні режимів, що визначаються програмою регулювання фаз газорозподілу

Незважаючи на відсутність даних у довідниках, зазначений тип температурного пошкодження впускних клапанів вдалося виявити практично. Цей випадок був зафіксований при дослідженні причини несправності високофорсованого бензинового атмосферного двигуна V-6 об'ємом 3,2 л з безпосереднім упорскуванням палива та регулюванням фаз газорозподілу [95, 103, 251]. Двигун вийшов з ладу лише після декількох годин роботи на самому початку експлуатації внаслідок втрати компресії в кількох циліндрах. Прояв несправності був пов'язаний зі спрацьовуванням діагностичного сигналу про неполадки в механізмі регулювання фаз газорозподілу, що було виявлено по відсутності перемикання на широкі фази впуску при збільшенні частоти обертання.

При дослідженні причини несправності було встановлено, що в деяких циліндрах один із двох впускних клапанів отримав деформовану тюльпаноподібну форму головки з явними слідами перегріву (рис.6.18). При цьому на впускних клапанах, розташованих поруч із пошкодженими в тих же циліндрах, жодних ознак пошкоджень не виявилося. Не було також виявлено жодних пошкоджень ні на випускних клапанах, ні на їхніх сідлах.



а б

Рисунок 6.18 – Ознаки, які не мають чіткого пояснення в рамках звичайного списку причин термічного навантаження клапанів, в тому числі від порушення процесу згоряння: а – деформація головки одного з впускних клапанів у вигляді "класичного" "тюльпана"; б – повна відсутність пошкоджень розташованого поруч сусіднього впускного клапана в тому ж циліндрі (ліворуч).

З наявних ознак несправності слід відзначити різні стадії деформації головки впускних клапанів у різних камерах згоряння (рис.6.19). 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.

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.6.19).

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.6.18, стає максимальним.



а б

Рисунок 6.19 – Результат термічної деформації головки впускного клапана: а – зміщення до внутрішнього краю та значне зменшення ширини зони контакту з сідлом; б – значне зношування фаски та повна втрата контакту з сідлом при подальшій роботі ДВЗ

Відповідна картина спостерігається також у камерах згоряння (рис.6.20) – 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 вибірковість 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.

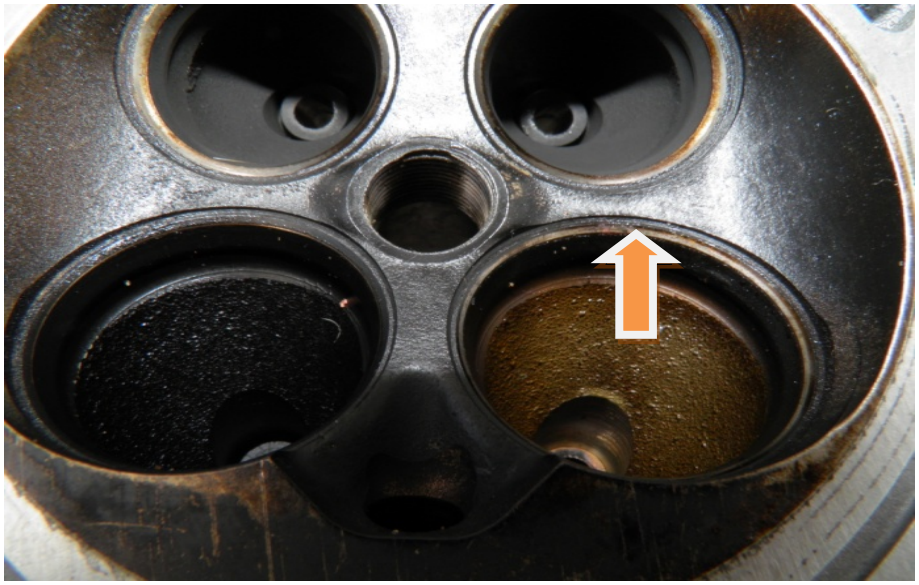


Рисунок 6.20 – Сліди позаштатного контакту впускного клапана з внутрішньою крайкою робочої фаски сідла як ознака деформації головки клапана (клапан зліва взагалі втратив контакт із сідлом внаслідок деформації)

Отримані дані були використані при дослідженні теплових процесів у камері згоряння та визначенні залежності температури впускних клапанів від режиму роботи двигуна з кінцевою метою визначення причини несправності цього виду – відмови системи регулювання фаз газорозподілу.

### 6.4.4 Дослідження процесів пошкодження шатуна при гідроударі

Як показує досвід [89, 211, 249], при попаданні рідини в циліндр шатун виявляється найбільш "слабкою" ланкою шатунно-поршневої групи та зазнає значних осьових навантажень. В результаті стрижень шатуна може втратити стійкість та деформуватися.

Аналіз випадків гідроудару, відомих із практики дослідження причин несправності ДВЗ [101, 103, 240, 249, 258], показує, що деформація стрижня

може бути різною за величиною. У цьому ознаки втрати стійкості спостерігаються переважно у бік осі обертання колінвала. Тобто якщо товщина профілю стрижня менша за його ширину, у цьому напрямку жорсткість стрижня зазвичай менша, ніж у протилежному напрямку (рис.6.21). При малій ширині профілю стрижня шатуна, навпаки, можлива втрата стійкості в площині обертання (рис.6.22), але такий випадок трапляється рідше.

Втрата стійкості супроводжується як викривленням стрижня шатуна, а і його осьовим стиском. В результаті міжосьова відстань (відстань між осями кривошипної та поршневої головки шатуна) зменшується.

Зрозуміло, що деформація шатуна може бути значно більшою за вказану на рис.6.21-6.22, тоді є небезпека заклинювання колінчастого валу внаслідок посадки поршня на противаги поблизу нижньої мертвої точки (рис.6.23) або при упорі деформованого стрижня шатуна в нижній край.

У випадках, коли деформація шатуна значна, можливе пошкодження поршня з нижньої сторони внаслідок його торкання противаг колінчастого валу поблизу нижньої мертвої точки (рис.6.24). У сучасних автомобільних двигунів штатний проміжок між бобишками поршня і противагами колінвала при положенні поршня в нижній мертвій точці становить близько 3-4 мм. В результаті посадка поршня на противаги залишає на поршні відповідні сліди, які фактично вказують на граничну деформацію шатуна – при її перевищенні настає заклинювання колінвала.

При деформації з укороченням шатуна більш ніж на 3-4 мм двигун одразу стає непрацездатним, і пояс нагару у верхній частині циліндра очевидно не розширюється вниз. Однак в інших випадках, коли деформація порівняно невелика, пошкодження набуває прихованого характеру – двигун може зберегти працездатність, але з часом практично неминуче втомне руйнування стрижня (найчастіше в середньому його перерізі, де напруження за позаштатного згину максимальні).



а б

Рисунок 6.21 – Типовий вид втрати стійкості стрижня шатуна в напрямку осі колінвала при гідроударі в циліндрі ДВЗ: а – порівняно слабкий гідроудар; б – сильніший гідроудар



Рисунок 6.22 – Втрата стійкості стрижня шатуна в площині обертання можлива лише за малої ширини профілю стрижня (мале відношення ширини до товщини профілю)

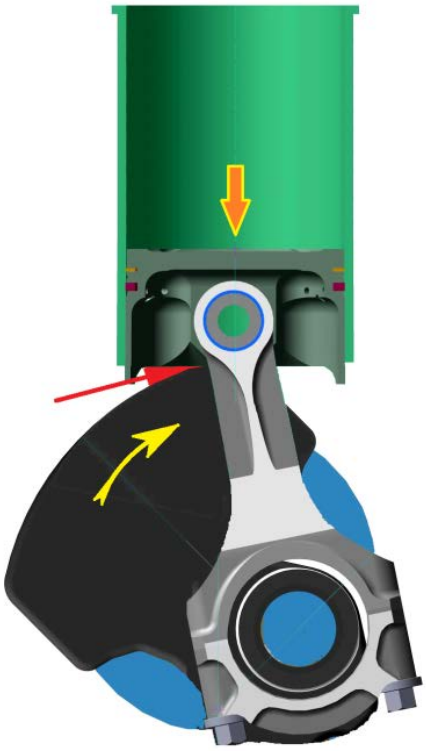


Рисунок 6.23 – Заклинювання колінчастого валу при посадці поршня на противаги колінвалу поблизу нижньої мертвої точки внаслідок значного укорочення шатуна

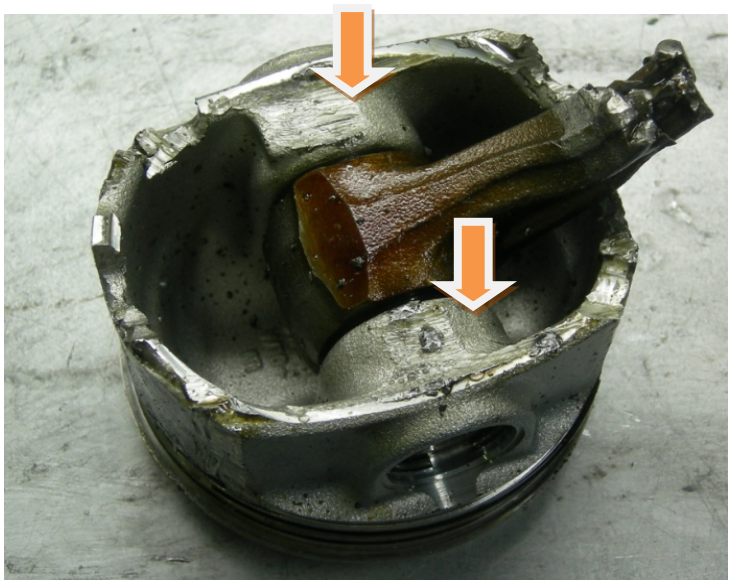


Рисунок 6.24 – Пошкодження бобишок поршня при їхньому нештатному контакті з противагами колінчастого валу після укорочення шатуна внаслідок гідроудару визначає граничну деформацію шатуна [103]

Наявний зараз досвід [103] та аналіз відомих випадків з практики дослідження причин несправності ДВЗ (див. Додаток Е3) підтверджують, що при попаданні рідини в циліндр стрижень шатуна зазнає значних осьових стискувальних навантажень, може втратити стійкість і деформуватися.

На наведеному прикладі (рис.6.25) добре видно, що принаймні, за формою деформованого стрижня є відповідність отриманим вище результатам розрахунку.

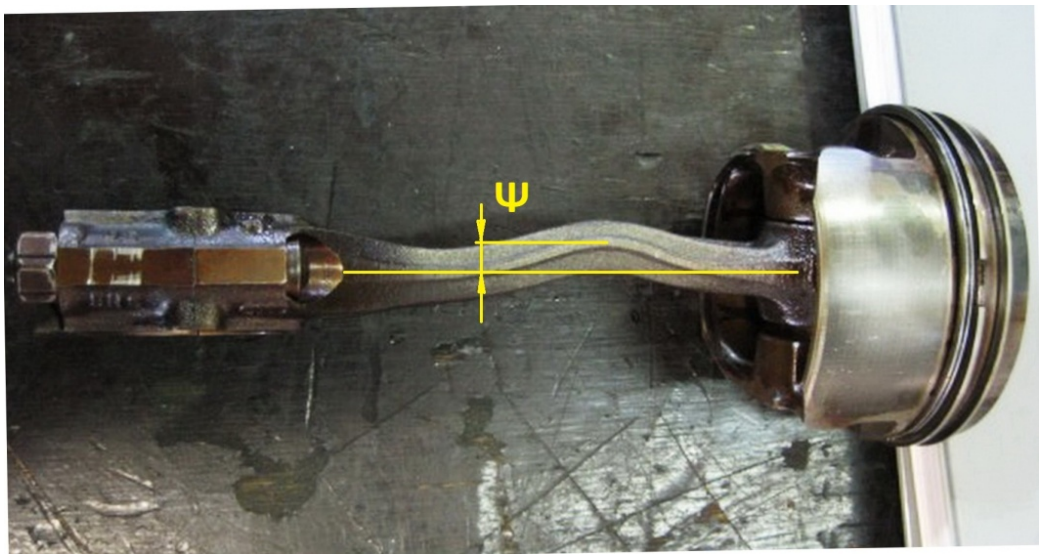



Рисунок 6.25 – Форма стрижня шатуна при втраті стійкості внаслідок гідроудару в циліндрі відповідає розрахунковій та дозволяє перевірити результат [249].

Втрата стійкості шатуна супроводжується не тільки викривленням стрижня, але і його осьовим стисненням. Тому міжосьова відстань між осями кривошипної та поршневої головок шатуна зменшується і може бути виміряна. Результати вимірювання на кількох досліджених двигунах [103] дали наступні значення поздовжнього згину та осьової деформації шатунів (Таблиця 6.8).

Отримані дослідні дані було нанесено на розрахункову діаграму поздовжнього згину [240]. Можна бачити загалом задовільну відповідність до результатів моделювання (рис. 6.26).

Таблиця 6.8 – Результати вимірів деформації шатунів кількох двигунів після гідроудару.

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

* зображений на рис.6.36.

Розбіжність пояснюється прийнятими припущеннями, що спрощують (головним чином, моделюванням стрижня окремо, тобто без головок шатуна). Серед них також відхилення матеріалу та форми стрижня досліджених шатунів від прийнятої під час моделювання, і похибка вимірювань, що мають у цілому наближений характер при деформації шатуна.

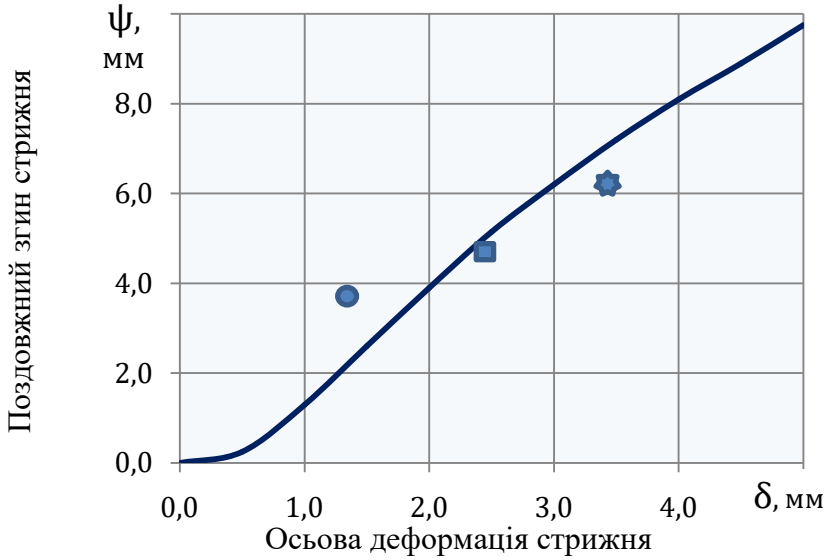



Рисунок 6.26 – Порівняння розрахункового поздовжнього згину стрижня шатуна з даними відомих досліджень (табл.6.8)

Коли деформація порівняно невелика, пошкодження набуває прихованого характеру, і двигун може зберегти працездатність після гідроудару. Але з часом практично неминуче втомне руйнування стрижня шатуна (найчастіше в середньому його перерізі, де знакозмінні напруження нештатного згину деформованого стрижня максимальні). Зрозуміло, що при втомному руйнуванні

стрижня (а саме цим зазвичай закінчується експлуатація двигуна з деформованим шатуном), залишається досліджувати лише уламки шатуна (див. Додаток Е3).

Але вимірювати уламки, як і сам шатун, не потрібно. Для визначення величини деформації стрижня по довжині цілком достатньо непрямого методу [89, 103, 249]. Для цього необхідно виміряти висоту сліду нагару у верхній частині циліндра і порівняти її з тими циліндрами, де гідроудару не виявлено (рис.6.27) – різниця точно відповідатиме осьової деформації шатуна.

У такому разі визначення кількості рідини, що потрапила в циліндр, можливе з використанням отриманих при моделюванні даних (рис. 5.10-5.11) шляхом вимірювання деформованого стрижня та/або пояса нагару на верхній частині циліндра.

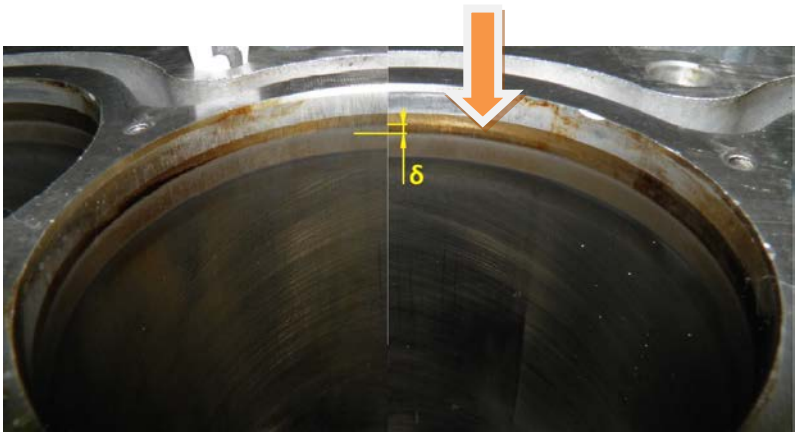



Рисунок 6.27 – Розширення пояса нагару у верхній частині циліндра під час роботи після гідроудару з деформованим шатуном (праворуч) порівняно зі справним циліндром (ліворуч) дозволяє виміряти поздовжню деформацію стрижня шатуна

Таким чином, отримані експериментальні дані підтверджують теоретичний висновок про те, що поздовжній згин стрижня в закритичної області після втрати стійкості виявляється за величиною приблизно вдвічі більшою за осьову деформацію. Це може бути використане для виявлення ознак та причин гідроудару на практиці. Підтверджено також раніше отримані дані про те, що деформація шатуна при гідроударі з втратою стійкості стрижня виникає при

мінімальному заповненні камери згоряння рідиною на 80% і відповідає осьовому стиску стрижня приблизно на 0,5 мм. Отримані результати показують, що в завданнях дослідження експлуатаційних пошкоджень, на відміну від задач проєктування нових двигунів, моделювання напружено-деформованого стану шатуна за допомогою МСЕ може бути зроблено зі спрощувальними припущеннями, що дозволяє отримати цілком надійні кількісні дані про вид пошкодження та її причини.

### 6.4.5 Зіставлення результатів моделювання з відомими даними реальних пошкоджень двигуна внаслідок гідроудару

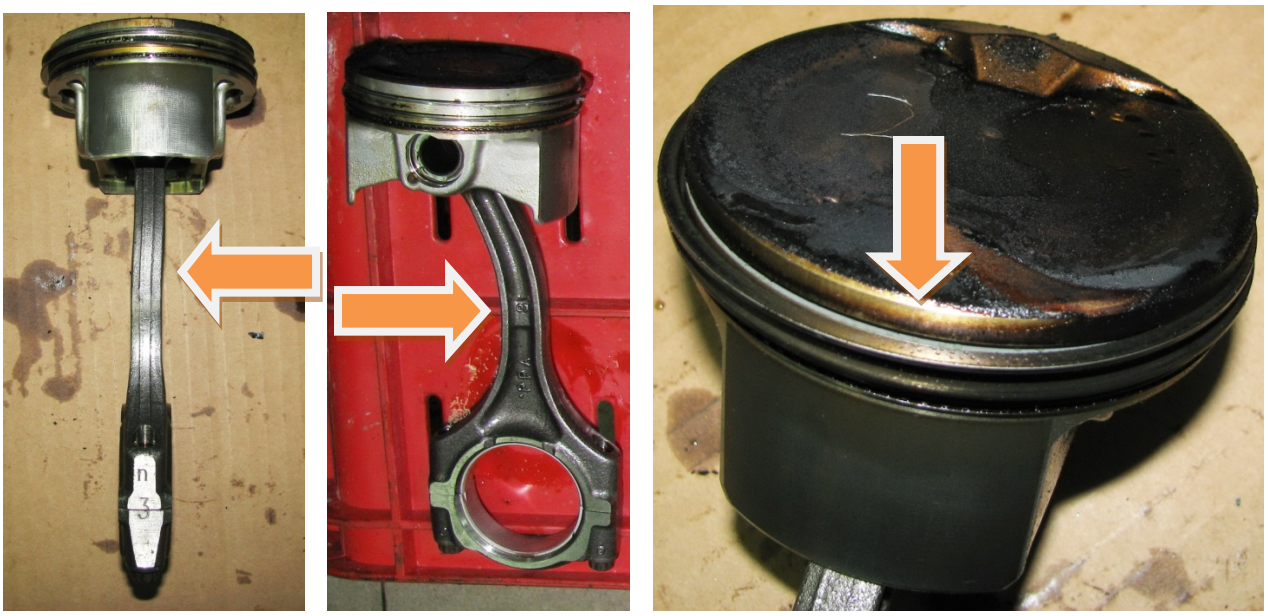
Для верифікації моделі було виконано порівняння розрахункових значень деформацій спідниці поршня та поршневого пальця з даними, отриманими під час досліджень технічного стану та причин несправності автомобільних двигунів.

Для дослідження було взято 4-циліндровий бензиновий двигун автомобіля Honda CR-V робочим об'ємом 2,4 л із пошкодженнями в результаті гідроудару у двох циліндрах (рис. 6.28). При цьому в одному циліндрі поздовжній згин (поперечна деформація) шатуна склала близько 1,0 мм, а в іншому – близько 5,5 мм [103]. Шляхом мікрометрування виявлено також залишкову деформацію спідниці поршня та поршневого пальця.

Ці дані використовувалися при моделюванні навантаження деталей при гідроударі за описаною вище методикою. Далі визначалися тиск у циліндрі (рис. 5.34), напруження та деформація стрижня шатуна (рис. 5.25), а також напруження у поршневого пальця (рис. 5.38).

Після розрахунку питомого навантаження на спідницю за формулами (5.33)-(5.34) виконувалося порівняння отриманих результатів із наведеним у розділі 5.3.3 граничним значенням тиску на спідницю 7,2 МПа. Аналогічно для поршневого пальця граничним було прийнято напруження 700 МПа. Перевищення у розрахунках цих величин приймалося як поява (наявність) їхньої

залишкової деформації, яка може бути розрахована методом скінченних елементів з відносною похибкою, що не перевищує 8–10 % (рис. 5.25).



а б в

Рисунок 6.28 – Деталі, пошкоджені при гідроударі: а – шатун з деформацією до 1,0 мм; б – шатун із деформацією до 5,5 мм; в – поршень зі слідами роботи з перекладкою в циліндрі через деформацію спідниці

Таблиця 6.9 – Оцінка деформації деталей двигуна після гідроудару

| Метод дослідження | Деформація, мм | | |
|---|---|---|---|
| | стрижень шатуна | спідниця поршня | поршневий палець |
| Мікрометрування (вимірювання) деталей двигуна | 1,0–5,5 | до 0,10 мм і більше | до 0,01 мм і більше |
| Розрахунок за відомими моделями | 1,0–5,5 | 0 | 0 |
| Розрахунок із використанням удосконаленої моделі | 1,0–5,5 | до 0,10 мм і більше | до 0,01 мм і більше |

Таким чином, розроблена модель дозволяє виявити та пояснити залишкову деформацію поршневого пальця та спідниці поршня після гідроудару (табл. 6.9).

Ці дані мають ключове значення для визначення причин несправностей двигунів в дослідженнях їхнього технічного стану при порушенні умов

експлуатації. Отримати аналогічні результати з використанням розрахункових моделей кінематики кривошипно-шатунного механізму з теорії ДВЗ неможливо.

### 6.4.6 Дослідження джерел локального абразивного зносу в циліндрах двигуна

У практиці досліджень причин несправності були відзначені випадки, при яких у двигуні виявляється значне абразивне зношування за відсутністю явних порушень герметичності елементів впускної системи [241, 255]. Для визначення можливих джерел абразивних частинок необхідно розглянути конструкцію повітряних сучасних фільтрів.

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 [1-2, 126, 147, 169-170, 178, 385]. Їхня робота заснована на механізмі безпосереднього затримання частинок пилу (так званого ефекту "сита"), коли виловлюються та затримуються всі частинки, які більші від розміру пор або відстані між волокнами у фільтрі (рис. 6.29).

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 і забезпечує високу якість очищення повітря в експлуатації.

Однак, з цієї корисної властивості паперових фільтрів випливають і недоліки – порівняно невелика брудомісткість та швидке зростання гідравлічного опору у міру забруднення [103, 318, 334]. Зрозуміло, що зростання опору призводить не тільки до зменшення кількості повітря, що проходить, але і до погіршення потужнісних та екологічних характеристик двигуна.

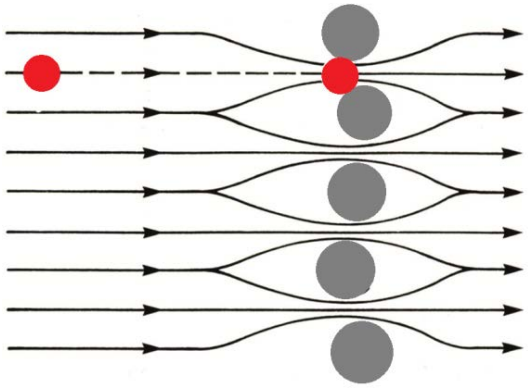


Рисунок 6.29 – Схема безпосереднього затримання частинок з розмірами, які більші за пор матеріалу (ефект сита [191]).

Саме ці недоліки при підвищенні екологічних вимог призвели до поступової заміни традиційних паперових повітряних фільтрів на волокнисті фільтри [34, 174, 218, 334, 398, 407]. Такі фільтри виконані з так званого нетканого синтетичного волокна з нефіксованими порами (рис. 6.30).

Основна відмінність волокнистих фільтрів від паперових у тому, що з фільтрації частинці необов'язково застрявати у волокнах. Якщо вона торкнулася фільтрувального матеріалу, цього вже достатньо для її ефективного осадження.

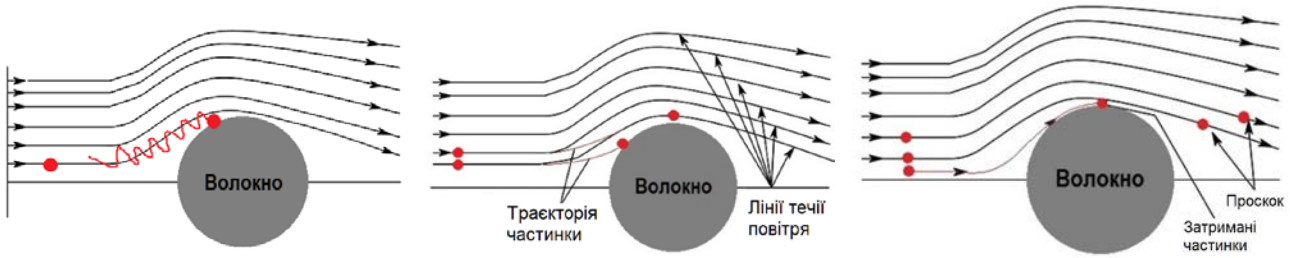


а) б

Рисунок 6.30 – Повітряні фільтри: а – традиційний паперовий; б – нетканий волокнистий

В результаті ефективна фільтрація відбувається при відстані між волокнами, яка значно перевищує розміри частинок [174, 191, 334]. Такі

властивості волокнистих фільтрів пов'язані з кількома процесами, у тому числі з адгезією, дифузією, інерцією (рис. 6.31) та іншими ефектами [191].




а) б) в)

Рисунок 6.31 – Основні ефекти, на яких ґрунтується робота сучасних волокнистих фільтрів: а – дифузії; б – інерції; в – зачеплення

Оскільки частинки пилу не затикають пори, а налипають на волокнах [174, 334, 398], помітного засмічення волокнистого фільтра з часом не відбувається, і прохідні перерізи між волокнами залишаються тією чи іншою мірою вільними (рис.6.32). Відповідно, не відбувається і помітного зростання гідравлічного опору фільтра в експлуатації у міру забруднення, і його вплив на роботу двигуна залишається мінімальним.

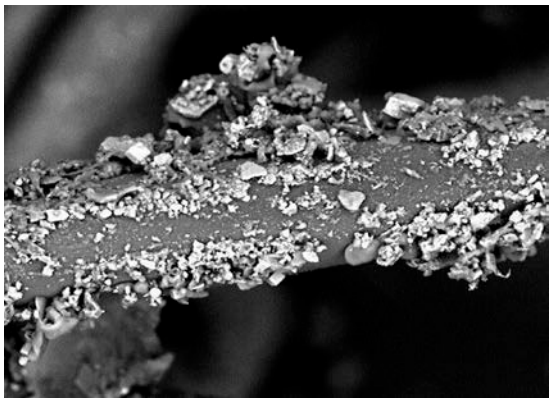


Рисунок 6.32 – Частинки, що осіли на поверхні волокон при забрудненні фільтра [334]

Незважаючи на вказані переваги волокнистих повітряних фільтрів, з часом експлуатації виявляються їх недоліки. Коли волокна сильно забруднюються

частинками, що осіли на них (рис.6.32), вони втрачають здатність затримувати абразив за допомогою описаних вище ефектів. Крім того, за деяких умов (наприклад, при механічному впливі) волокна можуть скидати частинки в повітря, що фільтрується. Всі ці особливості волокнистих фільтрів зумовлюють поступове збільшення пропускання дедалі більшої кількості абразивних частинок у двигун [173].

Таким чином, якщо паперові повітряні фільтри з часом спостерігали підвищення ефективності очищення при збільшенні опору з одночасним погіршенням характеристик двигуна, то у сучасних волокнистих фільтрів слід виділити поступове погіршення ефективності очищення як головну особливість. В результаті відсутність явно видимих зовнішніх ознак забруднення та продовження експлуатації двигуна із забрудненим повітряним фільтром може призвести до абразивного зношування двигуна та помітного зниження його ресурсу.

Проте, важливо проаналізувати як схильність деталей двигуна до абразивного зносу (вона загалом докладно вивчена [166]), а й здатність різних елементів конструкції впливати на абразивне зношування деталей і зниження ресурсу двигуна. При цьому необхідно врахувати, що багато конструкцій двигунів, а також принципи їх конструювання [1, 19, 188, 226, 280, 403, 414] залишаються незмінними багато десятиліть. Водночас поширення волокнистих фільтрів відбулося порівняно недавно, 10-15 років тому. Це означає, що простий перехід з паперових фільтрів на волокнисті при незмінної конструкції у двигуна може спричинити нові несправності, яких раніше не зустрічалося і не описувалося.

Приклади такого перерозподілу пилу були виявлені в реальних конструкціях [103, 241]. Практика показує, що специфічний абразивний знос виявляються у каналах внаслідок центрифугування пилу [280, 354]. Особливо сильно такий знос проявляється навіть при незначних порушеннях регламенту обслуговування двигуна та невчасної заміни повітряного фільтра [103].

На рис. 6.33 представлений патрубок, що розгалужує потік до компресорів

правого та лівого рядів циліндрів дизельного двигуна V-8 з турбонаддувом.



Рисунок 6.33 – Патрубок від повітряного фільтра до турбокомпресорів правого та лівого ряду циліндрів V-подібного 8-циліндрового двигуна [103]

На рис. 6.34 добре видно результат застосування даного патрубка в конструкції ДВЗ – вхідні крайки лопаток турбокомпресора, що отримував повітря з далекого (від повітряного фільтра) каналу патрубка сильно пошкоджені в результаті газоабразивного зносу. Водночас лопатки компресора, що живиться повітрям через бічний відвід, не мають явного зносу.

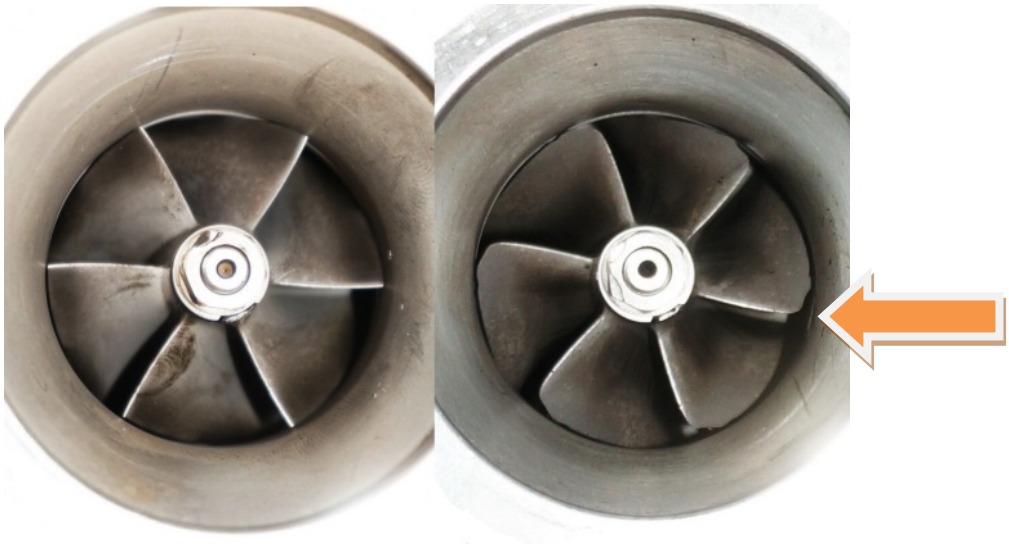
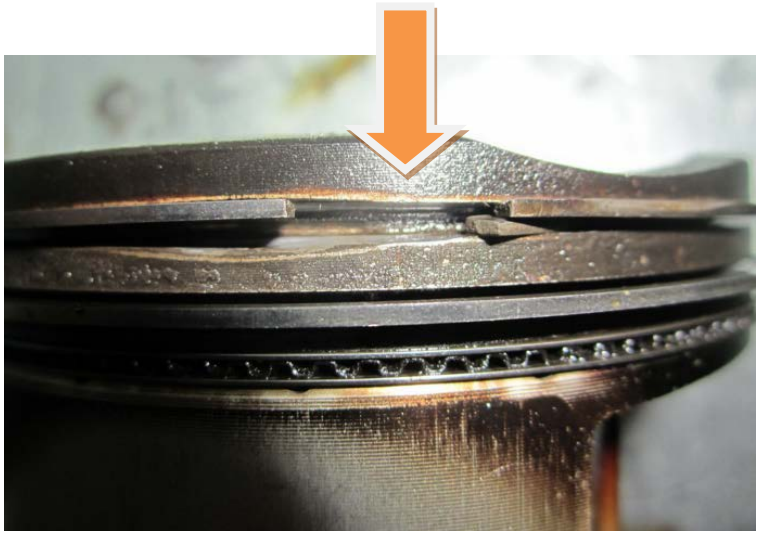


Рисунок 6.34 – Виборче газоабразивне зношування вхідних крайок лопаток одного турбокомпресора (праворуч) із двох за 42.000 км пробігу автомобіля [103]

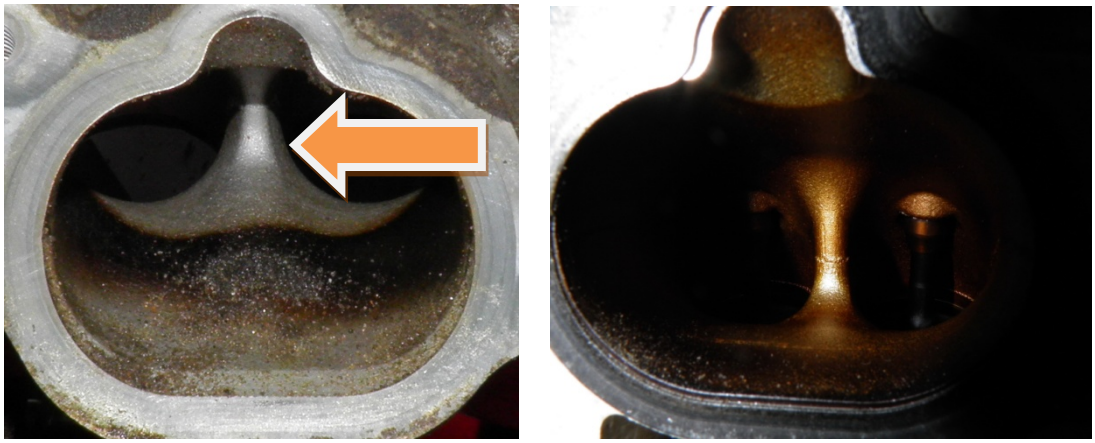


а



б

Рисунок 6.35 – Надзвичайно сильний вибірковий (локальний) абразивний знос в циліндрі №1 за 80.000 км, при цьому в інших циліндрах зносу майже немає [103]: а – поршня ; б – клапана



а б

Рисунок 6.36 – Ознака попадання абразивних частинок в циліндр:
а – визначається по газообразивному зносу крайки впускного каналу;
б – не проявляється там, де повітря очищується належним чином

У досліджуваному випадку застосовувався волокнистий повітряний фільтр у поєднанні з патрубком, що має очевидне та абсолютно нешкідливе, на перший погляд, конструктивне виконання. Однак разом ця конструкція вийшла малопридатною для двигуна в реальних умовах експлуатації – ресурс виявився в кілька разів знижений не тільки в одного з турбокомпресорів. Виборчий абразивний знос вплинув на ресурс всього двигуна в цілому, і деталі циліндрів, що отримували додаткову кількість пилу, також мали підвищений знос.

Ще сильніший вплив інерції пилу на її перерозподіл каналами виявляється у деяких конструкцій впускних колекторів.

У компактних конструкціях із використанням дозарядки циліндрів шляхом зміни довжини каналів (рис. 4.6) характерна висока швидкість повітря в колекторі [241, 255]. При цьому відбувається своєрідна мультиплікація абразивного зносу – коштом описаних вище властивостей сучасних волокнистих повітряних фільтрів у впускну систему ДВЗ з часом може потрапляти дедалі більша кількість абразивних частинок пилу.

Такі частинки як самі собою призводять до абразивного зносу, а й викликають з допомогою інерції ще більше локальне посилення зносу шляхом перерозподілу пилу в останні (по потоку) циліндри [241]. В результаті в один циліндр може збиратися стільки пилу, що ресурс його деталей (і ДВЗ загалом) шляхом абразивного зношування зменшиться у багато разів (рис.6.35) порівняно з іншими циліндрами, ресурс яких, навпаки, тільки зросте. Зазвичай і надходження абразивних частинок загалом, та його перерозподіл, зокрема, може бути виявлено у вигляді крайки між впускними каналами, підводять повітря до впускних клапанів одного циліндра (рис.6.36).

Виявлений ефект перерозподілу пилу може бути інтенсивним і призводити до передчасних відмов ДВЗ коштом надзвичайно сильного абразивного зношування тільки в одному циліндрі навіть у межах терміну гарантії виробника. Ці дані повністю підтверджують результати розрахунків і моделювання течії в розгалужуваних каналах, коли при певних розмірах частинок і швидкостях потоку в далекий по потоку циліндр потрапляє до 80% всіх абразивних частинок,

що пройшли через повітряний фільтр.

### 6.4.7 Дослідження процесів пошкодження двигуна внаслідок перевантаження

Нештатні навантаження на деталі можливі при роботі двигуна на нерозрахункових режимах при порушенні умов експлуатації, при проведенні модернізації (модифікації) двигуна з метою зміни умов його експлуатації (спортивне [138, 395] та авіаційне використання [242], зміна виду палива [91, 105, 266-267]), а також підвищення потужнісних параметрів. Останнє включає як заводську модифікацію серійної продукції [79, 104], так і самодіяльну модернізацію (тюнінг) двигуна в експлуатації [103].

Насправді заводська модернізація може виглядати по-різному. Наприклад, для атмосферних ДВЗ у багатьох відомих випадках виробник вибирає один із двох наступних шляхів модернізації з метою підвищення вихідних параметрів, у тому числі [79]:

1) збільшення робочого об'єму збільшенням діаметра циліндра та/або ходу поршня,

2) підвищення наповнення циліндрів при постійному робочому обсязі (наприклад, збільшенням кількості клапанів).

Перший шлях одна із найпопулярніших і реалізується як свого роду масштабування, тобто. деякого збільшення розмірів окремих деталей. Це робиться за допомогою заміни частини деталей на нові. Це можуть бути не тільки поршнева група та колінвал, а й головка циліндрів і навіть блок циліндрів. При цьому конструкція двигуна в цілому та його вузлів та агрегатів зазвичай залишається незмінною.

Однак такий шлях не тільки технічно складний, а й дуже витратний – якщо основні деталі будуть замінені, то фактично йтиметься про створення та виробництво нового двигуна. Який може бути зроблений декількома способами. Наприклад, мало тільки заново спроєктувати новий двигун – швидше за все,

потрібно буде виконати його доведення в такому ж повному обсязі, що й для вже налагодженого прототипу. А це не завжди є економічно виправданим.

Можна також спробувати зробити двигун подібним до прототипу. Тобто, виходити із простої та очевидної формули: якщо підвищити потужність лише незначно, на 5-10%, то нічого страшного з двигуном не станеться. Кожна деталь серійного прототипу має достатні запаси втомної міцності, які зазвичай складають 1,3-1,5 і навіть більше. Тоді, якщо підвищити параметри строго контрольованим чином, можна знайти компроміс, що шукається, між вартістю модернізації, її надійністю та ефективністю.

Але у такому підході до модернізації двигунів ховається небезпека. Справді, ДВЗ після повного циклу моделювання, випробувань та доведення при одних параметрах не обов'язково буде нормально працювати, якщо провести екстраполяцію на трохи збільшені розміри та дещо вищі навантаження. І якщо щось виявилося не так, можливі прискорені зношування і навіть втомне руйнування в найслабших місцях конструкції.

Проте, приклади масштабування з метою створення подібних двигунів відомі [79, 103]. Так, один із досить відомих виробників автомобілів малого класу через 3 роки після початку випуску добре відпрацьованого та доведеного двигуна об'ємом 1,3 л приступив до виробництва модернізованого на його базі двигуна об'ємом 1,5 л. Збільшення обсягу спричинило новий блок і головку циліндрів, клапани, колінчастий вал і поршні з кільцями. Однак з'ясувалося, що блок зі збільшеним діаметром циліндрів і висотою не настільки доведений, як його прототип, його жорсткість вийшла помітно меншою, а зношування циліндро-поршневої групи – набагато швидше і сильніше. В підсумку ресурс модернізованого двигуна помітно зменшився.

Або такий приклад: відомий світовий виробник через кілька років після початку випуску однієї з популярних моделей автомобіля малого класу на додаток до базового двигуна 1,5 л почав випуск модифікованого двигуна 1,8 л. При цьому модернізація була виконана головним чином коштом збільшення діаметра циліндра. Через порівняно невеликий час після початку продажів

оновленої моделі автомобіля з модифікованим двигуном було виявлено надмірну витрату оливи, яка катастрофічно швидко зростала вже при пробігу 50-60 тис.км. І це при тому, що у базового варіанта двигуна жодних проблем із витратою оливи не виникало аж до 200-250 тис.км пробігу.

Інакше кажучи, ресурс модернізованого двигуна зменшився вп'ятеро. Проте причину несправності виявили не відразу (рис.6.37).

Спочатку з'ясувалося, що проблема локалізована в 4-му циліндрі, де спостерігалося прискорене зношування робочих поверхонь сполучених деталей. Потім вдалося визначити, що при затягуванні одного з верхніх болтів кріплення коробки відбувається помітна деформація 4-го циліндра – його овальність могла перевищувати робочий зазор поршня в циліндрі. А далі знайшлася сама причина – модернізація шляхом збільшення діаметра циліндра фактично "наблизила" цей болт до поверхні циліндра на неприпустимо близьку відстань.

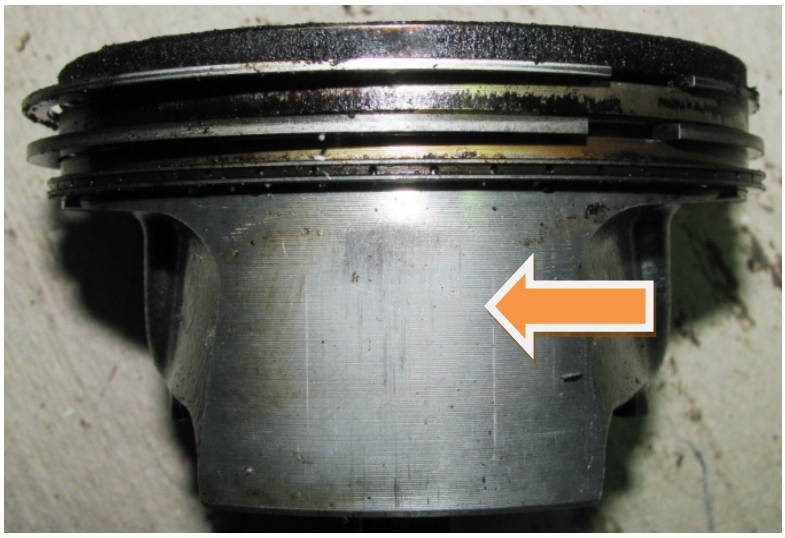


Рисунок 6.37 – Результат невдалої модернізації двигуна: через деформацію циліндра та перевантаження поршень після порівняно невеликого напрацювання вже настільки сильно зношений, що практично виробив ресурс

Наведені приклади показують, що виконати модернізацію шляхом деякого масштабування двигуна може бути не тільки складно технічно, а й небезпечно зниженням ресурсу і надійності, що не прогнозується. А проводити великий

обсяг конструкторських робіт та випробувань економічно недоцільно. Тому на практиці поступово набули поширення простіші способи модернізації. Вони продовжують і доповнюють зазначені вище та включають [79]:

3) зміна налаштувань подавання палива (щоправда, цей шлях використовується рідко, оскільки має жорсткі обмеження з екологічних міркувань),

4) підвищення тиску наддуву (для двигунів із наддувом).

Обидва ці методи об'єднує те, що вони реалізуються шляхом змін у системі керування, тобто на програмному рівні. А це означає, що жодних спеціальних двигунів будувати вже не треба – модернізація не відбивається на конструкції базового прототипу та впливає лише на його керування.

Важливо, що у сучасному двигунобудуванні спостерігається поступове і дедалі ширше поширення турбонаддуву. Ще 20-25 років тому турбонаддув повсюдно впроваджувався на малолітражні дизелі, але тепер він охоплює сегмент бензинових ДВЗ з іскровим запалюванням. І саме тут є найсерйозніші резерви підвищення параметрів.

Практика показує, що досить лише трохи збільшити тиск наддуву, як потужнісні показники помітно зростають. Оскільки всі системи ДВЗ, включаючи турбокомпресор, управляються електронно, підвищення потужнісних характеристик потрібні лише зміни у програмі керування. Це можливо, якщо базовий прототип має певний запас міцності.

Але питання в тому, чи є цей запас насправді. Відомі приклади непродуманих модернізацій, які легко було виконати, а й легко передбачити наслідки [79]. Це добре ілюструє приклад нижче.

Базовий бензиновий двигун V6 2,8 л з турбонаддувом був спочатку встановлений на серійний автомобіль бізнес-класу і мав потужність лише 230 к.с. Оскільки питома потужність такого двигуна (80 к.с./л) була зовсім невисока, вже через рік виробник провів модернізацію, підвищивши його потужність до 240 к.с., а ще через 2 роки – до 260 к.с. Далі було випущено топверсію двигуна потужністю 280 к.с. А вже наступного року на одну з представницьких моделей

виробника пішов той самий двигун, але потужністю вже 300 к.с.

Інакше кажучи, кілька років потужність серійного двигуна зросла на 30%. Причому всі етапи модернізації відбувалися виключно шляхом підвищення тиску наддуву і не зачепили жодної внутрішньої деталі двигуна [103].

Результат модернізації виявився цілком закономірним – на більшості нових моделей 300-сильні двигуни почали масово виходити з ладу через втомне руйнування поршнів при перевантаженні (рис. 6.38 і 6.39). Причому виробник не відразу визнав помилку, яку спочатку було списано на якесь невідповідне паливо [380]. Однак потім він був змушений міняти двигуни на майже нових автомобілях за гарантією, з одночасним переписуванням програми керування з метою їх дефорсування та зниження навантажень на деталі.

Наведений приклад показує, що іноді виробники воліють використовувати прості способи модернізації двигунів, що серійно випускаються з метою мінімізації власних витрат. Тоді модернізації продукції відбувається без проведення необхідних досліджень та без оцінки наслідків. Згідно з результатами, такий спосіб викликаний небажанням підвищувати собівартість серії, тому ніяких серйозних досліджень не робиться. Що прямо веде до зниження надійності та довговічності, у тому числі вже давно доведеної та перевіреної продукції. Фактично відбувається погіршення якості (псування) продукції [31, 100], вірогідно високої якості, на догоду негайним потребам ринку та бажанню їм відповідати.

Ця тенденція загалом пов'язана і з іншою проблемою – з так званим "тюнінгом" двигуна. Це коли власник автомобіля використовує такий самий спосіб модернізації двигуна, але вже в експлуатації транспортного засобу. Різниця між описаною вище заводською модернізацією і "самодіяльним" тюнінгом полягає в тому, що виробник може хоча б дослідити двигун і перевірити, тою чи іншою мірою, до чого могла привести модернізація, у той час, як власник повністю позбавлений цієї можливості.

З іншого боку, сучасні автомобільні ДВЗ, на противагу двигунів минулих поколінь, давно не мають великих запасів міцності основних деталей. Це тим,

що будь-який зайвий запас означає невиправдано завищену собівартість масового виробництва. Тому перейти допустиму грань стає досить легко.

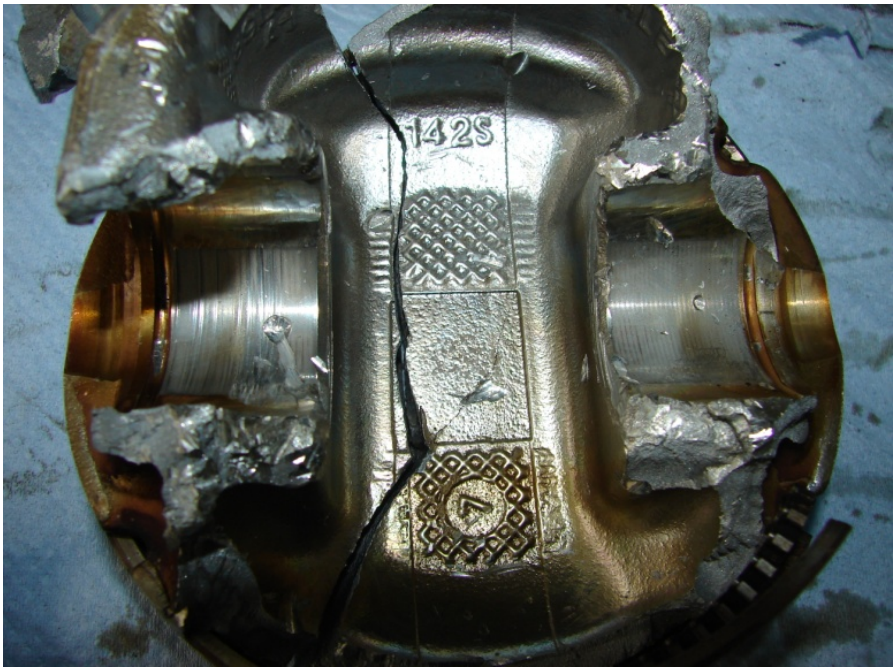
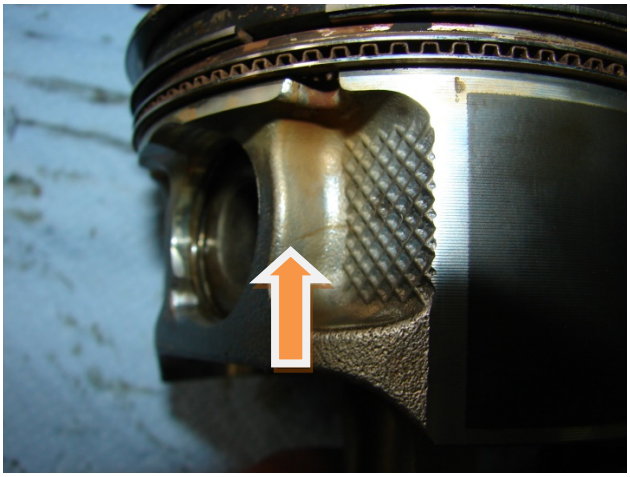
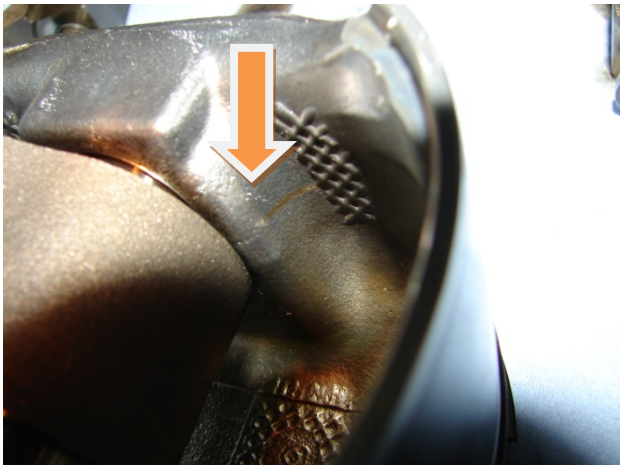



Рисунок 6.38 – Втомне руйнування поршня по бобишкам внаслідок надмірних навантажень при непродуманій модернізації серійного двигуна



а

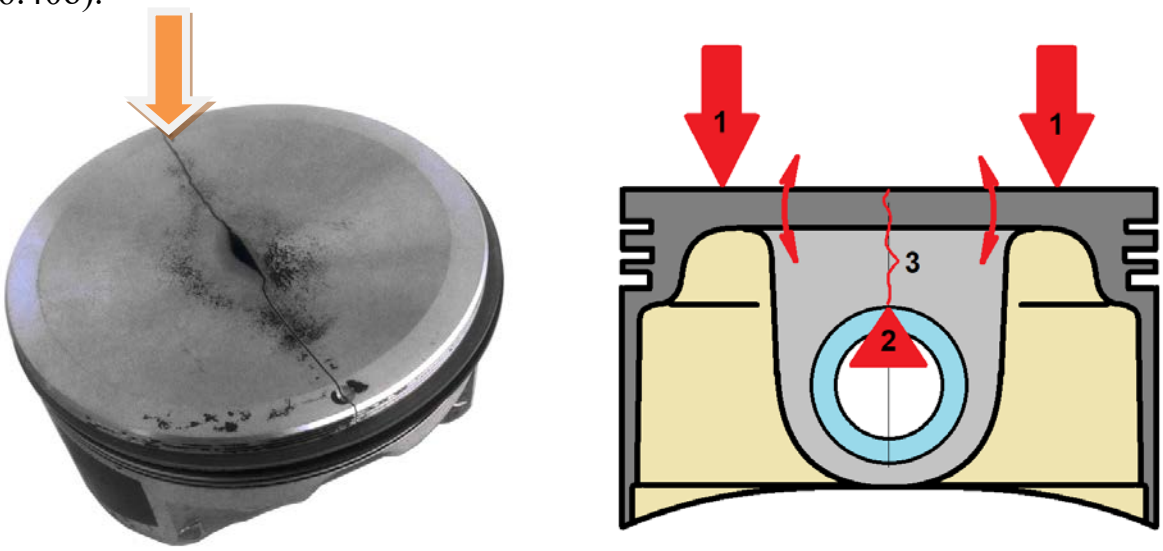


б

Рисунок 6.39 – Результат дії не розрахункових навантажень (перевантаження) внаслідок непродуманої модернізації двигуна: а – місце утворення втомної тріщини на зовнішній поверхні поршня, сусіднього з наведеним на рис.6.38; б – теж на внутрішній поверхні

Тобто внаслідок самодіяльного та практично неконтрольованого, навіть незначного, збільшення потужності легко отримати втомне руйнування однієї з важко навантажених деталей.

На рис. 6.40 показаний типовий результат порушення умов експлуатації серійного двигуна з турбонаддувом шляхом самодіяльного "тюнінгу" – втомна тріщина днища вздовж осі поршневого пальця [103]. Така тріщина виникає внаслідок недостатньої жорсткості конструкції поршня при дії на днище циклічних згинальних навантажень від надмірного тиску газів у циліндрі (рис.6.40б).




а б

Рисунок 6.40 – Типове пошкодження поршня внаслідок перевантаження шляхом нештатного підвищення тиску наддуву: а – тріщина днища по осі поршневого пальця, що виникла після нештатного "тюнінгу" двигуна; б – схема навантаження поршня циклічними навантаженнями від тиску газів; 1 – сили тиску, 2 – опора бобишки на поршневий палець, 3 – втомна тріщина

Руйнування цього виду схильні двигуни всіх типів – і бензинові, і дизельні (рис.6.41). Крім того, у переважній більшості випадків воно пов'язане саме з "тюнінгом" двигуна, виконаним в експлуатації автомобіля [294, 338, 343].

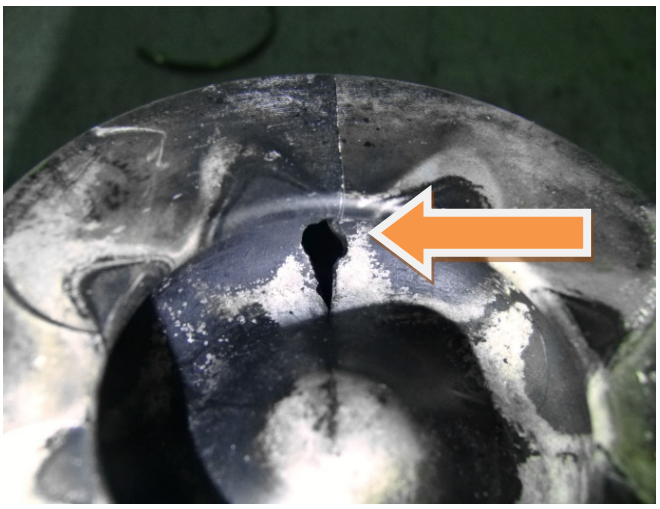
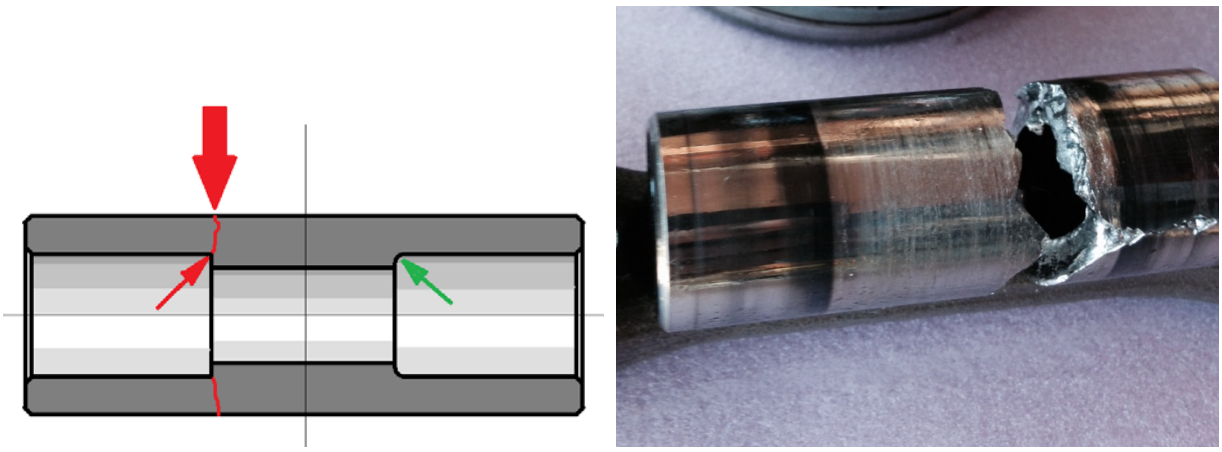


Рисунок 6.41 – Тріщина в днищі дизельного поршня вздовж осі пальця є однією з ознак позаштатного підвищення тиску наддуву та перевантаження в результаті "тюнінгу" двигуна

Внаслідок цього на практиці при дослідженні причин несправності таке руйнування можна вважати прямою ознакою порушення умов експлуатації шляхом виконання робіт із внесення нештатних змін у конструкцію двигуна. Це, зокрема, є вагомою основою припинення дії гарантій на транспортний засіб у гарантійний період, встановлений виробником.

Разом з тим, слід зазначити, що при модернізації двигуна небезпечні навантаження можуть виникнути не тільки у поршня, але й в інших деталей, зокрема, поршневих пальців і шатунів. Наприклад, конструктивні особливості пальців, а саме наявність галтелів – місць різкого переходу від одного діаметра до іншого всередині отвору (рис.6.42), може викликати втомне руйнування пальця.

Дійсно, відомі випадки, коли просто використання виробниками при модернізації двигунів шляхом підвищення їх потужності тих же поршневих пальців, що й раніше доведеного базового прототипу, призводило до їх втомного руйнування (рис.6.42б). Такий вид руйнування надзвичайно небезпечний, оскільки призводить до найважчих пошкоджень та подальшої неремонтопридатності двигуна [103].



а б

Рисунок 6.42 – Втомне (поперечне) руйнування поршневого пальця при поширенні тріщини від галтелі на внутрішній поверхні отвору:
а – схема; б – приклад руйнування

Усі зазначені вище приклади свідчать, що при модернізації двигунів з метою підвищення вихідних параметрів неминуче зростає небезпека виникнення несправностей, викликаних перевантаженням деталей. Для розв'язання проблеми, за логікою речей, слід або взагалі відмовитися від модернізації, або проводити її з усіма необхідними дослідженнями та доведенням, як це робиться для новостворюваного двигуна.

Практика розслідування причин несправностей ДВЗ показує, що одним з індикаторів нормальної роботи ДВЗ є поршень – за характером його контакту з іншими деталями та елементами можна визначити, яке пошкодження чи дефект мається, та в якій конкретно деталі [87, 103, 211, 339, 317].

Наприклад, у відомому явищі – перекладці у мертвих точках, люфт (або хитання) поршня здійснюється у площині обертання. Перекладка обмежена спідницею, тому при нормальному зазорі в циліндрі та профілі спідниці вона дуже невелика. В цьому випадку спідниця, як напрямний пояс поршня, повністю визначає нормальне положення поршня в циліндрі. Такий поршень має вигляд, поданий на рис.6.43.



Рисунок 6.43 – Поршень, що нормально працював, завжди має жаровий пояс, рівно покритий нагаром по всій окружності, що вказує на відсутність у нього якого-небудь нештатного хитання в циліндрі

Однак у випадку, наприклад, великого зношування спідниці та/або циліндра хитання поршня при перекладках стане значним і може призвести до того, що поршень почне діставати до циліндра жаровим поясом. Тоді на жаровому поясі поршня над спідницею з'являться відповідні сліди – затерті (відполіровані) та очищені від нагару ділянки (рис.6.44), може також виникнути стукіт при роботі.

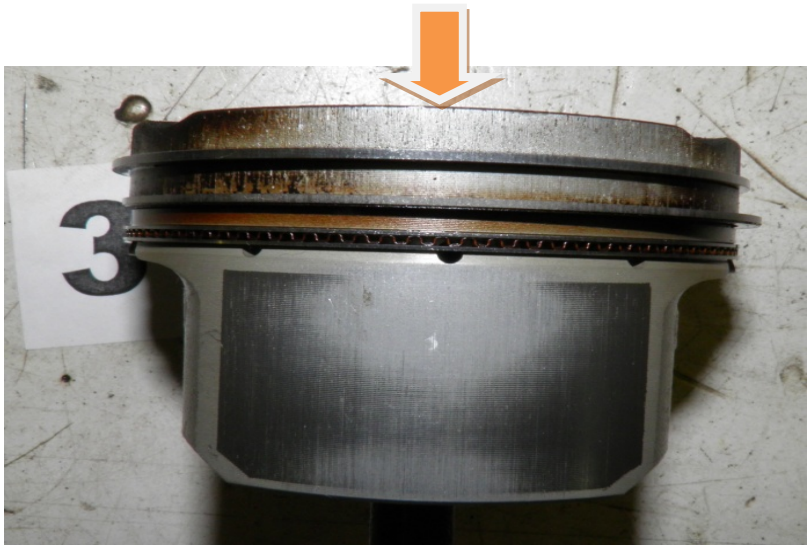


Рисунок 6.44 – Зношений поршень: при перекладках у мертвих точках такий поршень стукає, що можна побачити слідами контакту жарового пояса з циліндром, іноді навіть з обох боків над спідницею

Зазначені ознаки у вигляді слідів торкання та стукоту не єдині наслідки позаштатної (тобто, відсутньої при нормальній роботі) взаємодії поршня з циліндром. Як відомо, на поршневу групу припадає переважна більшість механічних втрат ДВЗ – до 50% [103, 340]. Тоді будь-який позаштатний контакт деталей неминуче викличе підвищення механічних втрат, що призведе до погіршення основних параметрів ДВЗ.

Зазвичай вважають, що ніякого поперечного навантаження на шатун немає. Дійсно, осі кривошипної та поршневої головок шатуна задані технологією його виробництва та суворо паралельні. Аналогічно паралельні осі шатунних та корінних шийок колінчастого валу. Крім того, вісь циліндра строго перпендикулярна осі колінвала і задана технологією, так само як вісь поршня перпендикулярна осі отвору під палець у бобишках [103]. За таких умов жодних додаткових поперечних сил на стрижень шатуна немає.

Зрозуміло, що якщо прийняти припущення про відсутність поперечних сил, то ніяка додаткова поперечна жорсткість для шатуна не потрібна. Тобто достатньо тієї жорсткості, яку дає традиційна конструкція зі звичайним стрижнем. Однак припущення про те, що на шатун не діє ніяких поперечних сил в ідеальних умовах, може бути спростовано. Наявний досвід експлуатації та ремонту двигунів [283] говорить про неідеальність реальних умов роботи деталей. Навіть якщо не розглядати детально причини та характер дії поперечних сил, які можуть виникнути тут, можна уявити наслідки такого впливу. Насамперед це перекіс поршня в циліндрі в напрямку, перпендикулярному площині обертання, тобто у вертикальній площині, що проходить через вісь колінчастого валу.

Перекіс поршня в циліндрі цьому напрямку спідниця ніяк не обмежує, оскільки у сучасних поршнів бензинових двигунів на сторонах отвору під палець спідниця конструктивно відсутня (рис.6.57). Але, бо поршень з'єднаний з поршневою головкою шатуна за допомогою поршневого пальця, а зазори в цьому поєднанні при нормальній роботі вимірюються сотими частками

міліметра, будь-який поперечний перекіс поршня в циліндрі можливий тільки разом з поршневою головкою шатуна.

Іншими словами, поперечний перекіс поршня може бути викликаний лише згином шатуна. Тоді перекіс поршня в цьому напрямку призведе до того, що над отворами під палець на жаровому поясі з'являться ті ж відполіровані ділянки, коли при згині шатуна поршень починає зачіпати жаровим поясом за циліндр. Це означає нештатний контакт деталей, який може спричинити збільшення механічних втрат та зниження максимальної потужності двигуна.

Слід зазначити, що в експлуатації ДВЗ деформація шатуна в поперечному напрямку не рідкість. Основною її причиною є деформація шатуна при гідроударі через попадання в циліндри різних рідин, ударних пошкоджень поршня (обрив клапана, попадання сторонніх предметів), а також внаслідок неякісного ремонту двигуна загалом і шатуна зокрема (рис.6.45). За таких пошкодженнях поршень має явно виражений односторонній перекіс, при якому ділянка контакту з циліндром на жаровому поясі розташовується тільки з одного боку (крім цього є ще й інші ознаки роботи поршня з деформованим шатуном). Але ці випадки пов'язані або з експлуатаційними пошкодженнями, або з дефектами ремонтного виробництва [103].



Рисунок 6.45 – Типова явно виражена одностороння потертість жарового пояса над отвором для пальця викликана роботою поршня з перекосом через експлуатаційну або ремонтну деформацію шатуна

На високооборотних високофорсованих спортивних двигунах вдається виявити ще один вид позаштатної роботи поршня (рис.6.46), при якій потертість жарового пояса спостерігалася з 2-х сторін.



а б

Рисунок 6.46 – Невеликі потертості на жаровому поясі з 2-х сторін над отворами під палець з'являються як ознаки хитання поршня в циліндрі через згинальні коливання шатуна при роботі на високих частотах обертання [248]:
а – у спортивного поршня; б – у дорожнього поршня

З'ясувати причину явища вдалося за допомогою припущення, що 2-стороння потертість жарового поясу пов'язана з поперечними згинальними коливаннями стрижня шатуна. Такі коливання призводять до перекосу поршневої головки шатуна, можливість їх виникнення підтверджують результати виконаних досліджень [104, 245].

Безпосередньо з порушеннями умов експлуатації пов'язаний ще один вид пошкоджень – перевищення максимально допустимої частоти обертання. Це досить рідкісне пошкодження, воно можливе лише за певних умов і, головним чином, лише в автомобілях з механічною коробкою передач, відносна частка яких на ринку зменшується.

Основні пошкодження ДВЗ при надмірно високій частоті обертання колінвала викликані впливом сил інерції деталей. Ці сили зростають пропорційно квадрату частоти обертання і викликають, з одного боку,

небезпечну напругу в деталях, аж до руйнівних, а з іншого – порушують синхронізацію в газорозподільному механізмі.

Режим максимальної частоти обертання та навантажень реалізується при повністю відкритій дросельній заслінці та, очевидно, відповідає максимально допустимим навантаженням на поршень. Для такого режиму напруги в матеріалі поршня, хоч і максимальні, але повинні бути нижчими за межу витривалості з урахуванням запасу міцності. Тоді максимальна напруга в будь-якому перерізі поршня на цьому режимі буде в кілька разів (зазвичай у 2-3 рази) менша за межу тимчасової міцності алюмінієвого сплаву, з якого зроблений поршень. Для подальших оцінок можна прийняти якесь середнє значення – наприклад, покласти, що межа витривалості менша за межу короткочасної міцності матеріалу поршня у 2,5 раза.

Зі зростанням швидкості обертання навантаження на деталі зростають пропорційно квадрату частоти. З чого випливає, що поршень зможе миттєво зруйнуватися у випадку, якщо навантаження на нього виросте приблизно у 2,5 раза. Для цього частота обертання колінвала має зрости, згідно з формулою (5.12), не менше ніж у 1,6 раза. Сучасні бензинові автомобільні двигуни мають максимально допустиму частоту обертання в середньому 6000-6500 $хв^{-1}$, звідки слід, що миттєво зруйнувати поршень вдасться тільки у випадку, якщо підвищити частоту обертання понад 10000 $хв^{-1}$.

Зазвичай будь-який двигун досить надійно захищений так званою відсічкою - відключенням подачі палива при перевищенні максимальної частоти обертання. Єдиним способом може бути лише примусове включення водієм нижчої передачі на високій швидкості руху – тільки так автомобіль, рухаючись за інерцією, зможе розкрутити двигун до надмірно високої частоти обертання незалежно від спрацьовування відсічки.

Механізм розвитку несправності зі збільшенням частоти обертання проходить кілька стадій. Так, приблизно за 7000-7500 $хв^{-1}$ клапани перестануть повністю відстежувати профіль кулачків розподільчого валу. Далі, при 8000-8500 $хв^{-1}$ випускні клапани не будуть вчасно закриватися, і поршні почнуть

зіштовхуватися з головками клапанів. Внаслідок цього головки випускних клапанів можуть бути сильно деформовані. Але при цьому не можна виключати та руйнування якогось із клапанів (жароміцний сплав головок клапанів не надто пластичний, а місце зварювання тертям головки зі стрижнем зазвичай є слабким перетином конструкції). Однак руйнування поршня незалежно від причини – при обриві головки клапана або від надмірного динамічного навантаження, на режимах роботи двигуна із надмірно високою частотою обертання відбувається практично миттєво та повністю. При цьому усі уламки поршня (і головка клапана, якщо клапан зруйнований) падають у піддон картера, а шатун з поршневим пальцем, як правило, залишаються в циліндрі.

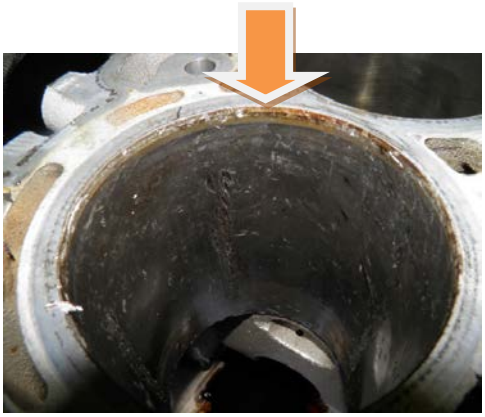
Зазначений механізм руйнування перевантаження при порушенні умов експлуатації підтверджується даними виконаних досліджень [103, 264]. На рис. 6.47 представлені деталі бензинового двигуна 2,0 л автомобіля середнього класу з механічною КПП, який отримав серйозні пошкодження та вийшов із ладу.

При дослідженні причини було виявлено, що всі руйнування локалізовані в одному із циліндрів. Шатун із пальцем залишилися в циліндрі, хоча отримали пошкодження від нештатного контакту з уламками поршня та циліндром. Поршень при цьому був повністю зруйнований, а його уламки впали в піддон картера.

У камері згоряння даного циліндра були зруйновані обидва випускні клапани (їхні головки також впали в піддон картера), причому стрижні клапанів мали помітну деформацію. Однак надцікавим був характер контакту клапанів з поршнями, однаковий у всіх інших циліндрах – це була характерна "драбинка", в якій 5-6 ступенів розташовувалися з практично постійним кроком [103]. При цьому всі головки випускних клапанів мали на крайках локальні сліди одностороннього контакту з поршнем, що легко визначалося навіть при невеликому збільшенні зображення.



а



б



в



г



д



е

Рисунок 6.47 – Повне руйнування поршня від перевищення частоти обертання: а – вигляд поршня; б – пошкодження циліндра; в – шатун сильно деформується від ударів об стінку циліндра, а поршневий палець зазвичай залишається у верхній головці шатуна; г – при руйнуванні поршня клапани також зруйновані; д – найважливіша ознака є характерна "драбинка" на днищі поршня від ударів головки клапана; е – ще одна найважливіша ознака це локальний характер контакту з поршнем крайці головки клапана

Із загального опису пошкодження випливають важливі для практики ознаки такого виду руйнування від навантаження, що дозволяє використовувати для дослідження табличний метод (розділ 2.2). Головною ознакою несправності, очевидно, є те, що поршень повністю зруйнований. Але причини такого руйнування є різними та вимагають додаткового підтвердження. І таке підтвердження справді можна отримати досвідченим шляхом. Ознаками, яки підтверджують, що йдеться саме про перевищення оборотів, а не про інше, є:

1) дані пам'яті блоку керування двигуном із записом частоти обертання в момент руйнування. Цілком очевидно, що в цей момент у двигуні виникнуть серйозні несправності, які обов'язково будуть записані системою самодіагностики. Ці дані можна прочитати засобами інструментальної діагностики, при цьому особливий інтерес мають "заморожені дані" Freeze Frame Data [146, 150, 222, 361],

2) характер зіткнення клапанів і поршнів має у разі дуже специфічний вид. У процесі набору оборотів вище максимальних перший контакт клапанів з поршнями дасть, з одного боку, виїмку на днищі поршня від краю головки клапана, а з іншого – деформацію клапана. В результаті кожен наступний удар клапана буде поряд з попереднім, і на днищі утворюється характерна "драбинка", яка властива лише перевищенню обертів (ніяким іншим способом її не повторити),

3) сліди на крайці головки клапана також мають дуже специфічний вигляд. Оскільки процес від моменту перевищення максимальних оборотів до руйнування досить швидкоплинний, клапани не встигають провернутися на значний кут. У таких умовах на крайці головок клапанів утворюються видимі локальні односторонні сліди контакту з поршнями.

Додаткові ознаки, що уточнюють причину руйнування під час перевантаження, дає характер пошкодження клапанів:

1) якщо головки клапанів у циліндрі зі зруйнованим поршнем на місці, то йдеться саме про руйнування поршня від перевищення максимально допустимих оборотів. Як варіант (іноді подібні варіанти теж доводиться розглядати),

можливе руйнування поршня, якщо він раніше отримав якесь пошкодження з іншої причини,

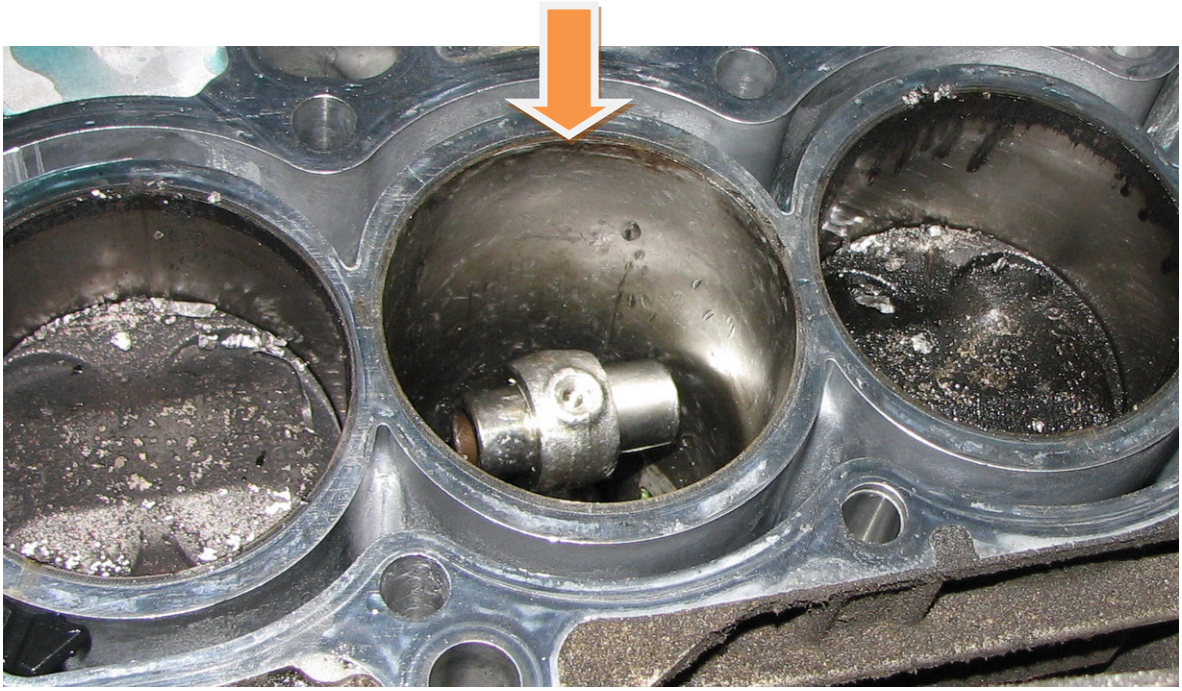
2) у разі, якщо хоча б однієї головки клапана немає, то причина руйнування поршня, швидше за все, укладена в самій цій головці – можливо, що деформація клапана при контакті з поршнем викликала таку руйнацію. Це легко перевірити наявність відміток від клапанів на поршнях в сусідніх циліндрах,

3) у всіх випадках подібних руйнувань надзвичайно важливо постаратися одержати дані діагностики. У сучасних автомобілів система керування у подібних випадках, а йдеться про виникнення у двигуні серйозної несправності, реєструє параметри двигуна в режимі "заморожених даних" (Freeze Frame Data). Тоді виявити перевищення максимальних оборотів буде лише питанням кваліфікації дослідника.

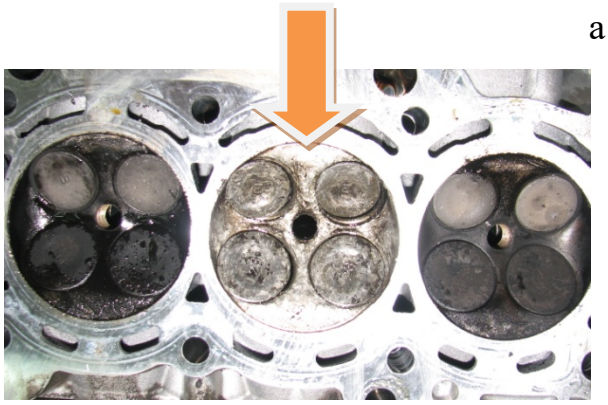
Насправді зустрічаються випадки підтвердженого руйнування самого поршня безпосередньо від навантаження, що з перевищенням допустимої частоти обертання [265]. Бензиновий двигун 1,8 л автомобіля малого класу з механічною КПП при пробігу близько 30.000 км отримав значні пошкодження внаслідок руйнування поршня в одному з циліндрів (рис. 6.48). Під час дослідження двигуна було встановлено, що уламки поршня впали в піддон картера, а шатун із поршневим пальцем залишилися в циліндрі. При цьому головки всіх клапанів також залишилися на своїх місцях, хоч і зазнали пошкоджень від ударів уламків поршня.

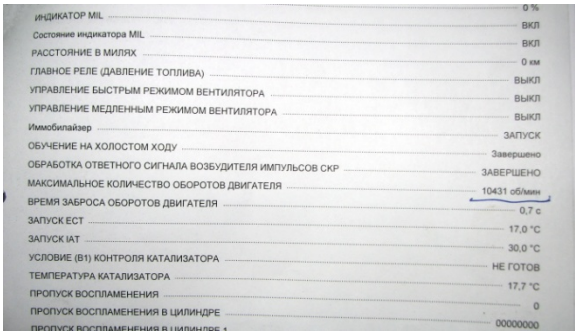
Частота обертання, на якій відбулося руйнування, була записана в пам'яті блоку керування у вигляді "заморожених даних" (Freeze Frame Data) і склала 10431 $хв^{-1}$. Це збігається з розрахованою за формулою (5.14) завбільшки з похибкою менше ніж 1%.

В цьому випадку, дійсно, бути "чисте" руйнування поршня від порушення умов експлуатації, пов'язаного з перевищенням максимально допустимої частоти обертання. Умовою такого виду руйнування є наявність на поршнях досить глибоких цеківок для клапанів, інакше клапан може зруйнуватися раніше поршня.



а






б в

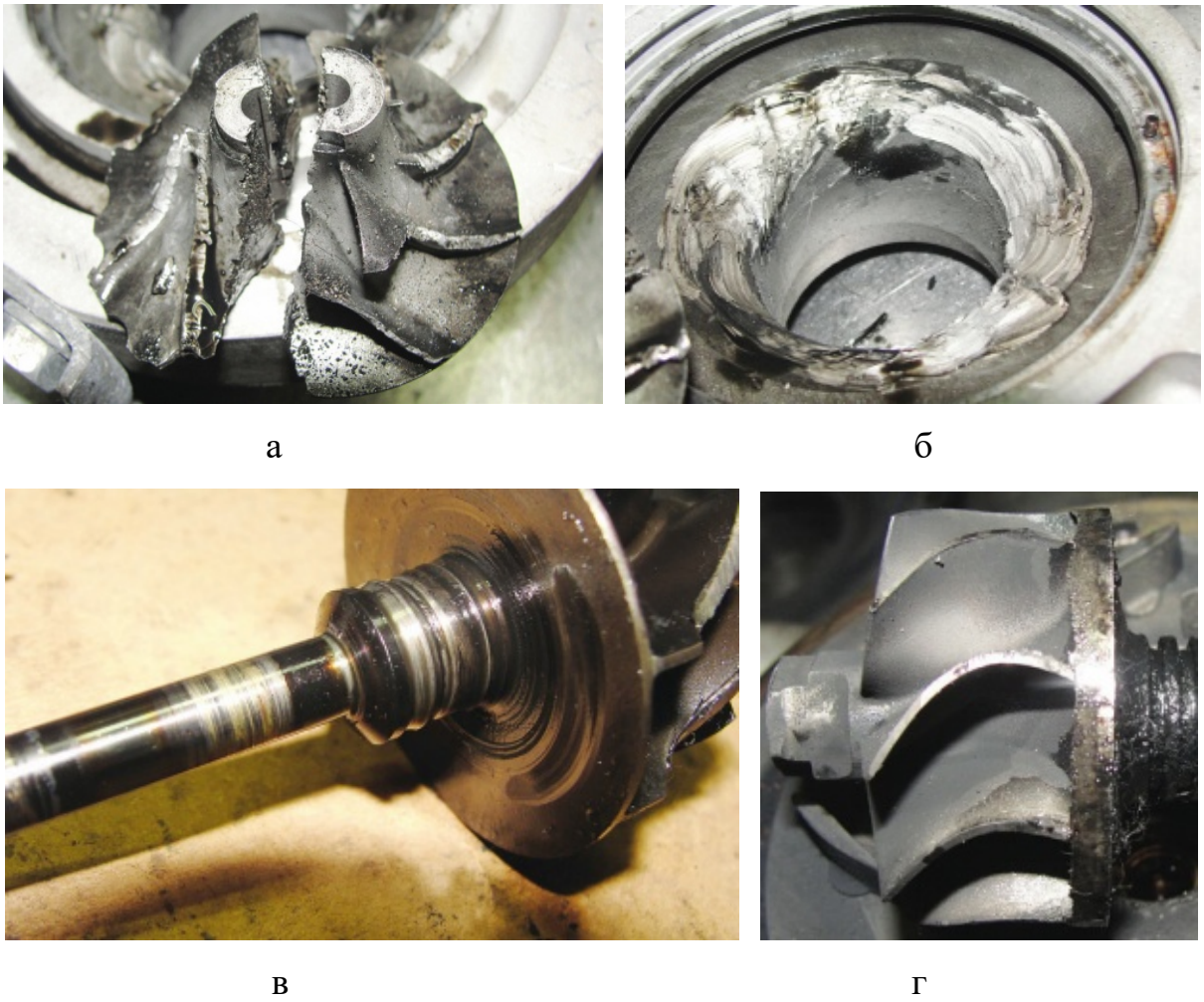
Рисунок 6.48 – Результат розкручування звичайного двигуна до надзвичайно високої частоти обертання 10431 хв$^{-1}$: а – руйнування поршня, але збереження шатуна та поршневого пальця на місці; б – теж для всіх клапанів; в – причина однозначно визначається за результатами діагностики

Однак двигунів з такими конструктивними особливостями залишилося небагато (ланцюговий привід ГРМ не вимагає великої глибини цеківок). У зв'язку з цим "чиста" руйнація від перевищення оборотів є досить рідкісним випадком для практики досліджень причин несправності двигунів.

6.4.8 Перевірка достовірності запропонованого логіко-імовірнісного методу за відомими результатами досліджень процесів виникнення і розвитку несправностей у конкретних випадках відмов турбокомпресорів

Перевірка вдосконаленого логіко-імовірнісного методу була виконана для кількох практичних випадків. Як приклад представлений логічний аналіз відмови відновленого турбокомпресора Cummins/Holset дизеля Cummins ISF3.8 [74, 213].

З опису дефектації агрегату відомо (рис.6.49), що корпус турбіни має сліди перегріву (кольори побіглості) та корозії.



а б в г

Рисунок 6.49 – Наслідок перевищення частоти обертання ротора (перекрут): а – зруйноване колесо компресора; б – пошкоджений корпус; в – перегрів та пошкодження підшипників і валу; г – пошкодження лопаток турбіни

Крім того, виявлено також руйнування в компресорі. Демонтаж корпусів турбокомпресора виявив моторну оливу в корпусах турбіни та компресора, колесо компресора було зруйноване по ступиці на дві частини. Крім того, пошкоджені та деформовані внутрішні поверхні корпусу компресора. Виявлено також перегрів та пошкодження лопаток турбіни через зіткнення з корпусом турбіни в осьовому та радіальному напрямках. Далі при розбиранні корпусу підшипників виявили, що на шийках валу ротора є частинки матеріалу опорних підшипників ковзання. При цьому робочі поверхні підшипників мають сліди напівсухого тертя та зношування, а ущільнення корпусу підшипників з боку колеса турбіни пошкоджено.

Фактично можна сказати, що ті чи інші пошкодження мають усі деталі турбокомпресора. Розібратися в пошкодженнях і правильно визначити причину при такому масштабі руйнувань зазвичай під силу лише досвідченому експерту, фахівцю у вузькій галузі несправностей турбокомпресорів. Проте, логічна модель також може допомогти, оскільки дозволяє зібрати всі логічні зв'язки пошкоджень окремих елементів у єдину систему.

За розробленою схемою (дереву) було виконано логічний аналіз з рухом від відмови (передбачалося, що фінальний стан відмови було встановлено падінням потужності двигуна) до базисних подій за умови відповідності ознак на деталях.

Ланцюжки подій, відповідних даної відмови, представлені на рис.6.50 – добре видно, що ознаки відмов вузлів і елементів трьома паралельними лініями виводять до одне й те саме базисна подія, зокрема, перевищення частоти обертання ротора ("перекрут"). При одночасному перегріві лопаток турбіни це дає причину пошкодження, а саме надмірну температуру і тиск перед турбіною в результаті зовнішнього впливу.

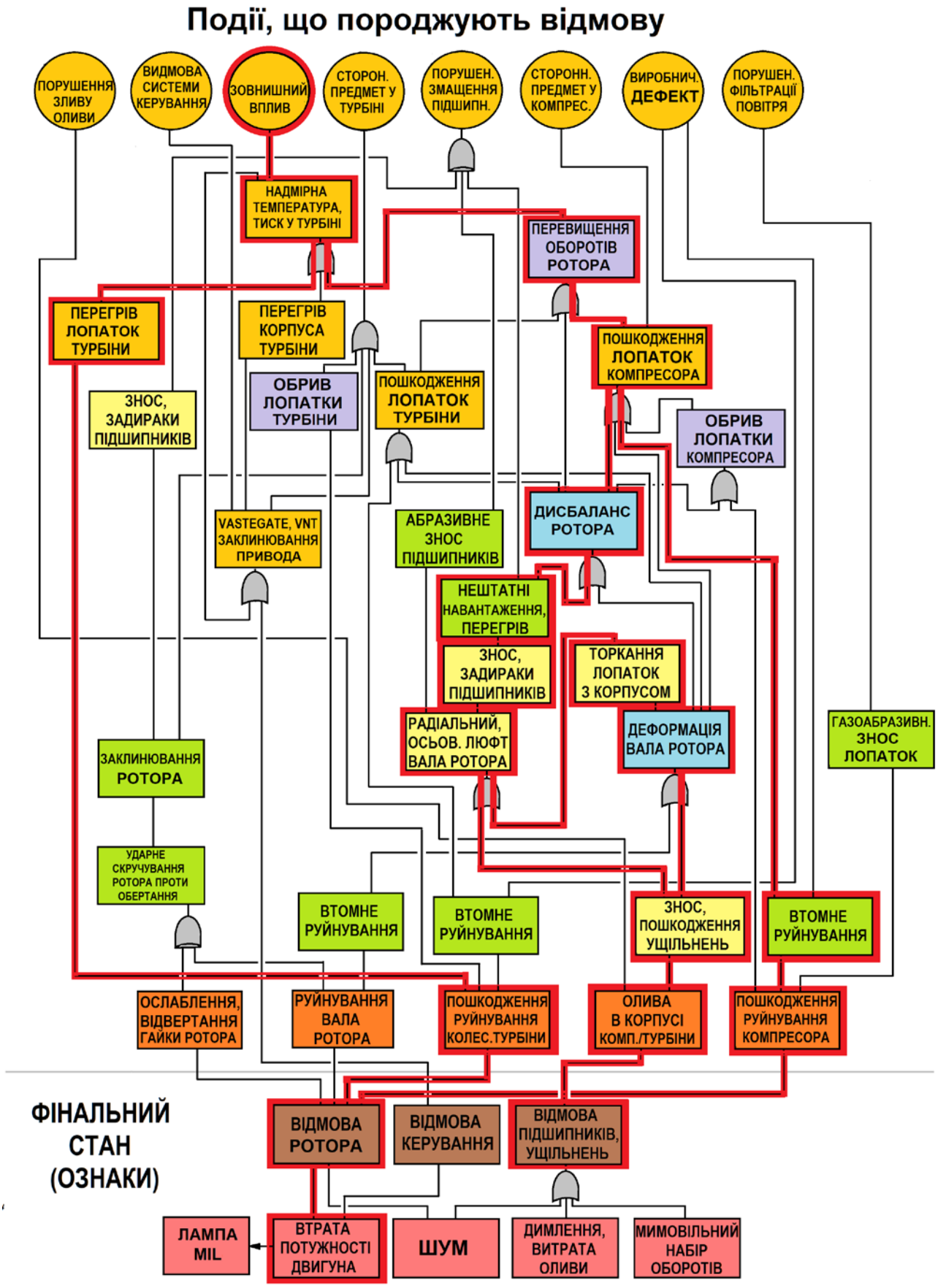



Рисунок 6.50 – Приклад визначення причини відмови за допомогою розробленої методики (ланцюги можливих подій відмови відмічені червоним)

При цьому жодних ознак використання легкозаймистих рідин, які могли б викликати "перекрут" згідно з рис.2.29, не було знайдено. Звідси був зроблений висновок про те, що єдиною причиною відмови може бути тільки установка позаштатного агрегату, меншого за розмірами стандартного для даного двигуна, але придатного до двигуна за приєднувальних розмірів.

Такий же висновок був зроблений у реальному дослідженні, проведеному досвідченим фахівцем-експертом, у тому числі шляхом вивчення маркування та порівняння агрегату зі стандартним турбокомпресором, що використовується на двигуні даної моделі. Однак при використанні розробленого та вдосконаленого логічного методу весь процес визначення причини відмови турбокомпресора та пошкоджень його деталей зайняв не традиційні 3-4 години досліджень, а скоротився на 50-60 хв, тобто прискорився на 25-28%.

## 6.5 Практична реалізація наукових досліджень

Перспективи розвитку методів дослідження технічного стану у контексті причин несправності двигунів автомобілів як напрямки автотехнічних досліджень обумовлені кількома факторами.

Відомо, що дослідження технічного стану транспортних засобів є однією зі складових частин інженерно-транспортної експертизи. Вона проводиться у випадках, коли виникає необхідність встановити причинно-наслідкові зв'язки можливих несправностей вузлів та агрегатів транспортного засобу з механізмом дорожньо-транспортної пригоди. Даний вид інженерно-транспортної експертизи (в рамках експертної спеціальності 10.2 "Дослідження технічного стану транспортних засобів") передбачає дослідження технічного стану, головним чином, з точки зору безпеки дорожнього руху.

Проте практика показує, що дослідження технічного стану транспортних засобів цим видом експертиз не тільки не обмежується, але часто виявляється набагато ширшим. Дійсно, крім ДТП, технічний стан транспортного засобу потребує дослідження і в таких випадках:

1) при проходженні технічного огляду, який фактично також є експертизою/дослідженням технічного стану і проводиться атестованими фахівцями за стандартними методиками відповідно до встановлених правил та з використанням належних технічних засобів,

2) під час укладання страхового договору КАСКО – визначення технічного стану майна (автомобіля), що страхується,

3) при пошкодженні ТЗ – від встановлення обставин пошкодження, визначення наявності страхового випадку, визначення розміру та форми відшкодування при відшкодуванні шкоди в рамках обов'язкового страхування цивільної відповідальності до оцінки автомобіля, його ремонту, "втрати товарної вартості" у зв'язку з пошкодженням та ремонтом, вартості придатних залишків (у разі конструктивної загибелі),

4) при дослідженні пожежі як одного з найскладніших для дослідження видів пошкодження,

5) при розгляді спорів за претензією покупця до продавця за якістю проданого автомобіля, причому як у гарантійний, так і післягарантійний період, що передбачає вирішення, як мінімум, 3-х завдань – визначення наявності несправності, її причини та способу усунення,

6) при розгляді спорів щодо якості та обсягу виконаних ремонтних робіт, використаних запчастин, встановлення додаткового обладнання, нанесення додаткових пошкоджень під час ремонту, підміни, навмисного псування, ідентифікації, встановлення фактів виконання або невиконання робіт тощо.

Деякі фактори, що підвищують значення автотехнічних досліджень в експлуатації автомобілів, мають специфічний характер та з'явилися порівняно недавно. Наприклад, у секторі нових автомобілів за необхідності зростання обсягів продаж спостерігається тенденція штучного обмеження ресурсу двигунів. Це призводить не лише до оновлення парку, підвищення потреби та обсягів випуску нових автомобілів, але й до збільшення кількості несправностей та відмов у гарантійний період. Внаслідок цього роль досліджень у визначенні причин таких відмов зростає.

З іншого боку, збільшення складності двигунів та їх систем накладає серйозні вимоги на сектор обслуговування та ремонту автомобілів. Професійна підготовка фахівців для авторемонтних підприємств ускладнюється і не завжди встигає за технічним рівнем техніки, що обслуговується. Крім того, для деяких робіт необхідне складне дороге обладнання, яке не скрізь доступне. Внаслідок цього можливі помилки на всіх етапах обслуговування, що є причиною претензій споживачів до якості робіт на СТО, які також вимагають проведення автотехнічних досліджень.

У деяких випадках дослідження технічного стану потрібні як попередній етап роботи з метою подальшої оцінки вартості транспортного засобу в рамках автотоварознавчих експертних спеціальностей. Незважаючи на велику кількість джерел, що докладно описують порядок оцінки вартості транспортних засобів, отримати достовірні результати при вирішенні деяких завдань оцінки на практиці важко. Навіть за високої кваліфікації оцінювача, якщо він не має знань і досвіду в дослідженнях технічного стану транспортних засобів отримати кваліфіковані висновки проблематично.

Таким чином, реальні автотехнічні дослідження часто розташовуються на стику різних наукових та експертних спеціальностей, що при нестачі кваліфікації та досвіду фахівця-експерта може призвести до труднощів при проведенні, а також до неповноти дослідження, необґрунтованих та хибних висновків. При цьому особливого значення зазначені проблеми набувають у зв'язку з дедалі більшим ускладненням автомобільної техніки та оновленням її парку, коли традиційні підходи та методи в деяких практичних випадках мають обмежене застосування та/або не завжди дають достовірні результати.

Саме тому протягом останніх десятиліть виявилася потреба подальшого розвитку методів досліджень причин несправностей та відмов двигунів автомобілів. А це передбачає вирішення нових наукових завдань шляхом вивчення та застосування сучасних технологій в автотехнічних дослідженнях, розвитку спеціального матеріально-технічного забезпечення та створення нового навчально-методичного забезпечення.

Чинні джерела, що традиційно використовуються при виконанні досліджень несправностей двигунів автомобілів, включаючи підручники, методичні вказівки та посібники, з одного боку, ґрунтуються на теорії та конструкції двигунів 50 років минулого століття. З того часу конструкція двигунів автомобілів безперервно вдосконалювалася, вводилися нові елементи та вузли, матеріали та покриття, покращувалися експлуатаційні показники двигунів, зокрема, екологічні, економічні властивості. Але це не завжді показано в сучасній професійній літературі з проблем досліджень технічного стану.

З іншого боку, в літературі з досліджень технічного стану двигуну автомобіля приділено мінімальну увагу. Це пов'язано з тим, що традиційно дослідження технічного стану транспортних засобів безпосередньо пов'язані з безпекою руху та ДТП, на які несправності двигуна мають незначний вплив. Разом з тим, дослідження технічного стану та причин несправностей, якщо вони проводяться поза зв'язком з ДТП, не менш складні та вимагають не менш серйозної кваліфікації та досвіду щодо знань основ робочих процесів, конструкції та несправностей. Особливо це важливо, коли об'єктом автотехнічних досліджень є двигун.

Розробка методів дослідження технічного стану та визначення причин несправностей двигунів протягом тривалого часу не проводилася системно. У той самий час, у наявних джерелах, зокрема, підручниках, наукових монографіях і статтях режими роботи, викликані порушенням умов експлуатації, зазвичай розглядалися, оскільки з погляду конструкції та робочих процесів такі режими є неробочими. В результаті, коли у двигуні виникають пошкодження через порушення умов експлуатації, для їх дослідження та з'ясування причин наявних джерел та методів виявляється недостатньо.

Відповідно до цього вперше проведено комплексне дослідження роботи двигунів автомобілів у нештатних умовах експлуатації. При цьому розглянуті основні процеси у двигунах, що відбуваються при порушенні умов експлуатації, включаючи механізми гідроудару, перегріву, порушення фільтрації та мастила. Розроблено розрахункові методики виявлення навантажень на основні деталі з

урахуванням досліджених механізмів несправностей. Крім цього, детально опрацьовано технологію проведення досліджень двигунів, проаналізовано різні методи, що використовуються на практиці. На підставі цього дано оцінку чинним та розроблено нові методи дослідження технічного стану двигунів, у тому числі із застосуванням моделювання методами скінченних елементів. Вперше запропоновано логічні методи визначення причин відмов та надано конкретні рекомендації щодо їх використання в практиці автотехнічних досліджень.

Комплексне дослідження технічного стану та розвиток методів визначення причин несправностей двигунів здійснювалось у рамках ефективної співпраці з кафедрою автомобілів ХНАДУ, експертними установами Міністерства юстиції та Міністерства внутрішніх справ України. Результати дослідження також використані в практичній діяльності "Міжнародного моторного бюро" у рамках експертної спеціальності 10.2 "Дослідження технічного стану транспортних засобів" (Додаток Ж). На підставі отриманих даних та з використанням результатів роботи було виконано низку складних досліджень щодо визначення технічного стану та причин несправності двигунів автомобілів, зокрема тих, що наведені в даній роботі (Додаток Е).

## Висновки за розділом

1. Розроблено комплексну систему проведення досліджень технічного стану двигунів за різних видів несправностей, у тому числі спричинених порушенням умов експлуатації автомобіля, що дозволяє встановлювати механізми та визначати причини несправностей з високим ступенем достовірності. Проведено чіткий поділ робіт з пошуком причин несправності на безрозбірні та виконувані з повним розбиранням двигуна, визначено межі кожного виду досліджень та встановлено точні умови переходу від одного виду до іншого, у тому числі при непрацездатному стані двигуна, включаючи заклинювання колінчастого валу. В результаті встановлено оптимальні межі

видів виконуваних робіт, що забезпечують найвищу якість виконання досліджень технічного стану двигунів.

2. Визначено точний склад та перелік вимірювального інструменту, технічних засобів та приладів для проведення автотехнічних досліджень двигунів автомобілів з метою визначення причин несправностей. Усі вимірювальні та технічні засоби, що використовуються в цих дослідженнях, розділені на групи по виконуванім ними завданням, сформульовані вимоги до точності інструментів і приладів, дана оцінка їх використанню у дослідженні механізмів несправностей. В результаті не тільки виявлено різниця у застосовуваних технічних засобах для діагностики та для досліджень технічного стану, але також визначено сфери застосування для кожної з груп та позицій.

3. Розроблено загальний підхід до інформаційного забезпечення досліджень механізмів несправностей двигунів, наявні джерела інформації ранжовані з їхньої ролі у визначенні причин несправностей. Розроблено метод складання та аналізу історії автомобіля як частини інформаційного забезпечення досліджень причин несправности. Показано, що використання аналізу історії не тільки обов'язкове при проведенні досліджень, але фактично забезпечує правильне визначення причини несправності в багатьох практичних випадках.

4. Складено комплекс методів безрозбірної діагностики механічної частини двигуна, що дозволяє планувати хід дослідження та отримати необхідну інформацію для подальшого аналізу механізмів несправностей. Виявлено місце діагностичних досліджень, які виконуються за допомогою традиційних методів електронної діагностики, у загальній системі досліджень причин несправності. Детально опрацьовано технологію дослідження деталей розібраного двигуна, включаючи методи вимірювання розмірів, форми та розташування поверхонь, перевірки на наявність тріщин у деталях, а також хімічного та металографічного аналізу. Встановлено, що дослідження палива, моторної оливи та матеріалу деталей можуть проводитися лише з метою підтвердження версій несправностей, а не для пошуку їх причин. Показано, що необхідною умовою достовірного

визначення причини несправності двигуна є комплексний підхід до методів досліджень, що застосовуються.

5. Проведено комплекс досліджень несправностей двигунів за порушення умов експлуатації, виконано аналіз та узагальнення отриманих даних, що підтвердили результати моделювання. На підставі цього уточнено механізми низки поширених несправностей, пов'язаних з порушенням умов експлуатації, у тому числі для різних видів навантаження, гідроудару, перевищення максимально допустимої частоти обертання, тиску наддуву, тюнінгу та неякісного ремонту.

6. При проведенні досліджень несправностей ДВЗ та турбокомпресорів на практиці встановлено, що у разі використання розробленого логіко-імовірнісного методу весь процес визначення причини відмови турбокомпресора та пошкоджень його деталей займає на 25-28 % менше часу, а саме не традиційні 3-4 години досліджень, а скорочується до 50-60 хв без втрати якості висновку експерта.

7. Пропонований метод оцінки та реконструкції руйнувань деталей двигуна при гідроударі в циліндрі дозволяє пояснити, показати та оцінити величину залишкової деформації не тільки шатуна, а й спідниці поршня та поршневого пальця з відносною похибкою, що не перевищує 8-10 %.

8. Головні результати розробки методів дослідження процесів виникнення та розвитку несправностей двигуна автомобіля за порушення умов експлуатації впроваджено у науково-методичну роботу експертних інститутів Міністерства юстиції України, використовуються у поточної виробничій, ремонтної та експертної діяльності підприємств України та закордонних компаній.

Результати наукових досліджень за даним розділом дисертації опубліковані в роботах [76-79, 87, 89, 95, 103, 105, 108, 245, 240-243, 247-251, 254, 255-256, 258-260, 267-268].

# ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення та нові рішення наукової проблеми, пов'язаної з розробкою методів визначення причин пошкоджень та розвітку несправності двигунів, включно з турбонадувом, при порушенні умов експлуатації найбільш популярних марок та моделей автомобілів, таких як Toyota моделей Corolla, Camry, Alphard, Highlander, Landcruiser, автомобілів Lexus моделей GS350, RX400, LX570, автомобілів Honda моделей Civic, Accord, CRV, Pilot, автомобілів Audi моделей A4, A5, A6, A8 автомобілів Nissan моделей X-Trail, Teana, автомобілів Renault моделей Logan, Duster, автомобілів Mazda CX-7, CX-9, а також автомобілів Mercedes, BMW, Opel, Mitsubishi, Rover, Volvo, Ford, VW, FIAT, Jaguar, Jeep та інших.

2. У роботі теоретично обґрунтований логіко-імовірнісний метод оцінки причин пошкоджень та розвітку несправності двигунів при порушенні умов експлуатації транспортних засобів, якій поєднує розроблений набір адаптивних моделей. Ймовірність правильності оцінки традиційними методами становить 0,54 для вибірки із 50 експериментальних досліджень. Вибірка враховувала склад фахівців-експертів із їхньої кваліфікації – 32% за відсутності досвіду роботи, 57% середньої кваліфікації та 11% високої кваліфікації. При визначенні цих причин несправності з використанням удосконаленого в роботі логіко-імовірнісного методу ймовірність правильної оцінки зростає до 0,84 тобто на 30% і не залежить від рівня кваліфікації фахівця та його суб'єктивної оцінки.

3. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень деталей двигуна в залежності від поточного часу з моменту втрати охолоджувальної рідини та перегріву двигуна при порушенні умов експлуатації транспортного засобу. Результати моделювання за цим методом нестаціонарного нагрівання елементів двигуна після втрати (витікання) охолоджувальної рідини показують, що виникає велика затримка у показаннях датчика температури для парової фази, при якій швидкість зміни температури датчика знижується з $30^0$C до $0{,}3^0$C за 1 секунду або лише на $18^0$C за хвилину. При цьому стінка камери згоряння

отримує теплові пошкодження через 20 секунд роботи двигуна, після чого відбувається теплове пошкодження головки поршня. Моделювання показує, що водій не встигає зреагувати та запобігти наведеним вище термічним пошкодженням деталей двигуна.

4. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень підшипників колінчастого валу двигуна при відмові системи змащення. За цим методом проведене моделювання, яке дозволяє визначити залежність між падінням тиску оливи в каналах колінчастого валу від 0,2 МПа до 0, часом цього падіння в інтервалі 2-16 с, частотою обертання колінчастого валу в діапазоні 1000-6000 хв$^{-1}$ та характером пошкоджень корінних і шатунних підшипників, причинами несправності та своєчасними або несвоєчасними діями водія. Взагалі, цей метод дозволяє зробити висновок про тривалість роботи двигуна в аварійному режимі, після чого надати об'єктивну оцінку про причини виникнення і розвитку несправності підшипників колінчастого валу двигуна.

5. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень деталей двигуна з урахуванням руху частинок пилу у впускному тракті багатоциліндрового двигуна при порушенні умов експлуатації. Дослідження математичної моделі за цим методом показує, що частинки пилу малого розміру до 5 мкм рівномірно розподіляються по всіх лініях току повітря, які спрямовані до циліндрів. При збільшенні розмірів частинок пилу до 30 мкм і швидкості течія повітря до 15 м/с, розподіл частинок пилу за лініями току повітря стає нерівномірним і залежить від конфігурації та кутів повороту відводів впускного колектору. При кутах повороту близьких до $135^0$, $90^0$, $45^0$ частинки пилу розподіляються відповідно до ліній току повітря, які ведуть до циліндрів, у відношенні 15%, 30%, 55%. Даний метод дозволяє оцінити розподіл і встановити характер руху відносної маси частинок пилу по циліндрах двигуна в залежності від конфігурації впускного колектору, умов та режимів експлуатації, і об'єктивно визначити характерні причини нерівномірного зносу у різних циліндрах двигуна.

6. Складено та вирішено математичну модель оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна при гідроударі в циліндрах. Модель

досліджена у програмному середовищі Lotus Engine Simulation та програмі ANSYS для параметрів бензинових двигунів автомобілів Mercedes моделей CLA200 та CLS350, Toyota моделей Corolla, Camry, Land Cruiser 200 та Prado, Honda CR-V, Mazda CX-9 з робочим об'ємом 1,2- 4,8 л і кількістю циліндрів 4-8. За допомогою моделі встановлені параметри початку руйнування деталей двигуна при гідроударі – це тиск у циліндрі, близький до 17-17,5 МПа при куті повороту колінчастого валу близько $340\text{-}350^0$. При цьому виникає деформація шатуна із втратою стійкості стрижня за мінімального заповнення камери згоряння рідиною на 80%.

7. Розроблено метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри при порушенні умов експлуатації. Метод дозволяє встановити, що величина деформації поршневого пальця при перевантаженні, спричиненої гідроударом, значно перевищує допустимий зазор 0,02 мм у сполученні палець-поршень, з напруженням в середині пальця, близьким до 700 МПа. Це пояснює різке зростання тертя у поєднанні палець-поршень і як наслідок підвищення питомого навантаження на спідницю поршня до 7,2 МПа, що у 2,8 рази більше за допустиму величину і викликає залишкову деформацію поршневого пальця та спідниці поршня.

8. Пропонований метод оцінки причин пошкоджень та реконструкції руйнувань деталей двигуна внаслідок гідравлічного удару після попадання рідини в його циліндри при порушенні умов експлуатації дозволяє оцінити величину залишкової деформації деталей шатунно-поршневої групи двигуна з відносною похибкою, що не перевищує 8-10%.

9. При проведенні досліджень причин пошкоджень автомобільних двигунів встановлено, що у разі використання розробленого логіко-імовірнісного методу весь процес визначення причини відмови двигуна та пошкоджень його деталей займає на 25-28% менше часу від традиційних методів.

10. Головні результати розробки методів дослідження причин виникнення та розвитку несправності двигунів транспортних засобів при порушенні умов

експлуатації впроваджено у науково-методичну роботу експертних інститутів Міністерства юстиції, виробничу діяльность відомого світового виробника обладнання для ремонту двигунів іноземної компанії «Serdarlar Makina» (Туреччина), використовуються у практичній діяльності ТОВ «Укрспецсистемс» при розробці нових зразків техніки та їх дослідному доведенні й ТОВ «ММСІ» при виборі технологій ремонту автомобільних двигунів та оснащені підприємства сучасним обладнанням, в поточної діяльності "Міжнародного моторного бюро" у рамках експертної спеціальності 10.2 "Дослідження технічного стану транспортних засобів", а також ремонтної організації Спеціалізований моторний центр «АБ-Інжиніринг» (Одеса).

# СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ


1. Абрамчук Ф.І. Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є. Автомобільні двигуни. 4-те вид. Київ: Арістей, 2009. 476 с.
2. Абрамчук Ф.І., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К. Сучасні дизелі: підвищення паливної економічності й тривалої міцності; за заг. ред. Шеховцова А.Ф. Київ: Техника, 1992. 272 с.
3. Авраменко А.М. Наукові основи розв’язання спряжених задач термогазодинаміки при моделюванні гомогенного процесу дизельного двигуна. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук: 05.05.03. Харків, 2020. 352 с.
4. Автомобільні двигуни. Тепловий, кінематичний та динамічний розрахунок двигуна з використанням програми MathCAD / Укл. Магопець С.О, Красота М.В., Бевз О.В., Шепеленко І.В., Матвієнко О.О., та ін. Кіровоград: КНТУ, 2014. 82 с.
5. Аналітична хімія / А.С.Алемасова, В.М.Зайцев, Л.Я.Єнальєва, Н.Д.Щепіна, С.М.Гождзінський; за ред. В.М. Зайцева. Донецьк: ДонНУ, 2009. 415 с.
6. Березуцький В.В., Адаменко М.І. Небезпечні виробничі ризики та надійність. Харків: ФОП Панов А.М., 2016. 385 с.
7. Білоусов Є.В., Савчук В.П., Курносенко Д.В., Сатулов А.І. Експериментальні дослідження впливу типових несправностей на функціональні параметри систем змащування високообертових дизелів. *Водний транспорт*. 2023. № 2 (38). С. 128-141. DOI: doi.org/10.33298/2226-8553.2023.2.38.14 (дата звернення: 25.08.2024)
8. Божидарнік В.В., Гусєв А.П. Основи технології виробництва і ремонту автомобілів. Луцьк: Надстир’я, 2007. 320 с.
9. Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я., Комов П.Б., Грицук И.В. Інтеграція технічної експлуатації автомобілів у структуру та процеси інтелектуальних транспортних систем: монографія. Донецьк: Изд-во «Ноулидж», 2013. 400 с.

10. Гащук П.М., Нікіпчук С.В. Моделювання теплообмінних процесів, що перебігають в циліндрах двигуна внутрішнього згоряння. *Пожежна безпека*. 2018. №33. С. 15-34. DOI: 10.32447/20786662.33.2018.03 (дата звернення: 25.08.2024)
11. Герасимчук О.М. Розрахунок та вибір посадок з натягом. Електронне навальне видання. Київ, Політехника, 2010. 26 с.
12. Гіхман И.И., Скороход А.В., Ядренко М.И. Теорія ймовірностей та математична статистика. Київ: Вища школа, 1988. 439 с.
13. Глазурін О.І. Механічні коливання й хвилі. Профільний рівень. Харків: Основа, 2013. 77 с.
14. Говорущенко Н.Я., Гогайзель А.В., Климец Б.И. Основи експлуатаційної діагностики. Харків: Вища школа, 1967. 132 с.
15. Говорущенко Н.Я. Технічна експлуатація автомобілів. Харків: Вища школа, 1984. 312 с.
16. Горкавий В., Ярова В. Математична статистика. Київ:: ВД "Професіонал", 2004. 384 с.
17. Гутаревич Ю.Ф., Мержиєвська Л.П., Сирота О.В., Тріфонов Д.М.. Транспортні енергетичні установкі (традиційні, нетрадиційні та альтернативні). Принцип роботи та особливості будови. Київ, НТУ, 2015. 244 с.
18. Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.В., Говорун А.Г., Корпач А.О., Мержиєвська Л.П. Екологія та автомобільний транспорт. Київ: Арістей, 2006. 293 с.
19. 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.
20. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.3. Комп’ютерні системи керування ДВЗ. /А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за редакцією А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. 427 с.

21. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред.: А.П. Марченко, А.Ф. Шеховцова. Харків: Прапор, 2004. 288 с.
22. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.4. Основи САПР ДВЗ / В.О.Пильов, А.Ф. Шеховцов; За ред. А.П.Марченка, А.Ф.Шеховцова. Харків, Прапор, 2004. 336 с.
23. Двигуни внутрішнього згоряння. Т.5. Екалогізація ДВЗ / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, Л.Л. Товажнянський, А.Ф. Шеховцов; За ред. А.П.Марченка, А.Ф. Шеховцова. Харків, Прапор, 2004. 360 с.
24. Двигуни внутрішнього згоряння: Т.6. Надійність ДВЗ / Ф.І. Абрамчук, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов, за редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. 423 с.
25. Диха О.В. Граничне змащування в трибосистемах ковзаня двигунів автомобілів. *Проблеми трибології*, 2017. № 3. С. 39-45.
26. Дмитриченко М.Ф., Мнацаканов Р.Г., Мікосянчик О.О. Триботехніка та основи надійності машин. Київ: Інформавтодор, 2006. 216 с.
27. Долганов К.Є., Лісовал А.А. Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згоряння. Київ: НТУ, 2003. 138 с.
28. Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухов В.С. Конструювання впускних і випускних каналів двигунів внутрішнього згоряння. Київ: Вища школа, 1987. 175 с.
29. ДСТУ EN 1679-1:20. Двигуни внутрішнього згоряння поршневі. Безпека. Київ: ДП "УкрНДНЦ", 2020. 44 с.
30. ДСТУ 2389-94. Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення. Київ: Держстандарт України, 1994. 23 с.
31. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Київ: Держстандарт України, 1994. 16 с.

32. ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійністі. Основні положення. Видання офіційне. Київ: Держстандарт, 1994. 16 с.
33. ДСТУ 3433-96 (ГОСТ 27.005-97) Надійність техніки. Моделі відмов. Основні положення. Київ: Держстандарт України, 1996. 58 с.
34. ДСТУ 3493-96. Системи вентиляційні. фільтри повітряні. Типи і основні параметри. Київ: Держспоживстандарт України, 1997. 18 с.
35. ДСТУ 3514-97. Статистичні методи контролю та регулювання. Терміни та визначення. Київ.: Держстандарт України, 2001. 60 с.
36. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. Видання офіційне. Київ: Держстандарт України, 2011. 30 с.
37. ДСТУ 4488:2005. Нафта і нафтопродукти. Методи відбирання проб. Київ.: Держстандарт України, 2005. 33 с.
38. ДСТУ EN ISO 7235:20 Акустика. Лабораторні методики вимірювань для глушників і розподільників повітря. Внесені втрани, шумові втрати потоку і загальні втрати тиску. Київ: ДП "УкрНДНЦ", 2020. 82 с.
39. ДСТУ 7687:2015. Бензини автомобільні ЄВРО. Технічні умови. Відповідає офіційному тексту. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2015. 15 с.
40. ДСТУ 7688:2015. Паливо дизельне ЄВРО. Технічні умови. Видання офіційне. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2015. 16 с.
41. ДСТУ ISO 683-17:2008. Сталі термооброблені, леговані та автоматні. К.: Держспоживстандарт України, 2013. 25 с.
42. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія / В.Г. Дяченко, за ред. А.П.Марченка. Харків: НТУ “ХПІ”, 2008. 488 с.
43. Закалов О.В., Закалов І.О. Основи тертя і зношування в машинах. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2011. 322 с.
44. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів. Київ: Каравела, 2022. 232 с.
45. Зіонг Н.В., Білогуб О.В. Визначення граничних умов для розрахунку термонапруженого стану поршня. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*.

2019. No 1(153). С. 39-47. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2019.1.04 (дата звернення: 12.07.2024)

46. Кашканов А.А., Кужель В.П., Грисюк О.Г. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту. Вінниця: ВНТУ, 2010. 230 с.
47. Кіндрачук М.В., Лабунець В.Ф., Пашечко М.І., Корбут Є.В. Трибологія. Київ: НАУ, 2009. 392 с.
48. Кисликов Ф., Лущик В. Будова та експлуатація автомобіля. 6-те вид. Київ: Либідь, 2006. 400 с.
49. Коваленко В.М., Щуріхін В.К. Діагностика і технологія ремонту автомобілів. Київ: Літера ЛТД, 2017. 224 с.
50. Косенко В.А., Кущевська Н.Ф., Добровольський О.Г., Малишев В.В. Матеріали та матеріалознавство в автомобільному транспорті. Київ: Університет "Україна", 2015. 314 с.
51. Лабай В.Й. Тепломасообмін. Львів: Тріада Плюс, 2004. 260 с.
52. Левтеров А.М., Левтерова Л.И. Аналіз математичних моделей механізму сажеутворення при спалюванні вуглеводневих палив. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2013. №5 (979). С. 130–141.
53. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія. Київ: Вища шк., 2007. 527 с.
54. Малишев В.В., Крєтов В.В., Гладка Т.М. Технічна термодинаміка та теплопередача. Київ: Університет “Україна”, 2015. 258 с.
55. Мігаль В.Д. Технічна діагностика автомобільних двигунів. Т. 3. Практичні основи діагностування. Харків: Майдан, 2014. 444 с.
56. Основи судово-експертного дослідження технічного стану транспортних засобів (Судова автотехнічна експертиза. Частина ІІІ, Випуск І) / Упоряд. Г. В. Жилінський; під нав. ред. А. Б. Розумова. Київ: НИИСЭ, 1987. 112 с.
57. Павленко П.М., Філоненко С.Ф., Чередніков О.М., Трейтяк В.В. Математичне моделювання систем і процесів. Київ: НАУ, 2017. 392 с.
58. Павлишин В.І., Довгий С.О. Мінералогія. Частина 1. Київ: КНТ, 2019. 536 с.

59. Павлюк О.М., Медиковський М.О., Лиса Н.К., Ізонін І.В. Основи теорії надійності технічних систем. Львів: Львівська політехніка, 2021. 208 с.
60. Перін О.П., Андреев А.Г. Розрахунок посадок з натягом при овальності та ексцентриситеті деталей, що з'єднуються на основі ПК ANSYS. *Вісник НТУ "ХПІ": Серія "Динаміка та міцність машин"*. 2007. 38. С.117-123.
61. Петко І.В., Бондаренко М.Й., Кострицький В.В. Розрахунок та конструювання електромеханічних пристроїв: навчальний посібник. Київ: КНУТД, 2016. 328 с.
62. Піддубний І.М., Кубіч В.І., Коробочка А.Н. Зносостійкість зміцненої фаски клапана та параметри контактної взаємодії елементів трибосполучення «фаска клапана-сідло». *Проблеми трибології*. 2013. №1. С. 127–134.
63. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір материалів. 2-ге вид.; за ред. Г.С.Писаренка. Київ: Вища шк., 2004. 655 с.
64. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. Нормативний документ Мінтранспорту України. Положення. Київ: Міністерство транспорту України, 1998. 16 с.
65. Популярні моделі авто. Головки блоку циліндрів та їх частини (ГБЦ). Інтернет магазин Exist.ua. URL: https://exist.ua/golovki-blokacilindrov-chasti-gbc/ (дата звернення: 09.06.2024).
66. Порядок перевірки технічного стану транспортних засобів автомобільними перевізниками. Наказ Міністерства транспорту та зв'язку України від 05 серпня 2008 року № 974, зареєстрований в Міністерстві юстиції України 01 вересня 2008 року за № 794/15485.
67. Правила експлуатації колісних транспортних засобів. Про затвердження Правил експлуатації колісних транспортних засобів. Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 550. 13 с. URL: http://zakon.rada.gov.ua/go/z1453 (дата звернення: 09.06.2024).
68. Приходько М.А., Герасимов Г.Г. Термодинаміка та теплопередача. Рівне: НУВГП, 2008. 250 с.

69. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. Кривий Ріг: Видавець ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
70. Стоєв П.І., Литовченко С.В., Гірка І.О., Грицина В.Т. Хімічна корозія та захист металів. Харків: ХНУ імені В. Н. Каразіна, 2019. 216 с.
71. Сукач М.К., Сидоренко В.П., Аржаєв Г.О., Литвиненко І.М. Автомобільні експлуатаційні матеріали. Паливно-мастильні матеріали та спеціальні рідини. Частина 1. Київ: Університет "Україна", 2006. 256 с.
72. Триньов О.В. Локальне охолодження теплонапружених деталей ДВЗ. Київ: Видавничий дім «Кондор», 2018. 212 с.
73. Фалович Н.М., Верес М.В., Розум Р.І., Буряк М.В. Огляд обладнання для діагностики та ремонту двигунів внутрішнього згорання. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2022. Том 33 (72). №5. С. 325-329. DOI https://doi.org/10.32782/2663-5941/2022.5/50 (дата звернення: 17.01.2025)
74. Хрулєв О.Е. Використання логіко-імовірнісних методів для визначення причин відмов турбокомпресорів в експлуатації ДВЗ. *Автомобіль и електроника. Сучасні технології*. 2019. №16. С. 5-18. DOI: https://doi.org/ 10.30977/VEIT.2019.16.0.5 (дата звернення: 10.04.2025)
75. Хрулєв О.Е., Кротов М.В. Вплив несправностей у системі змащення на характер пошкодження підшипників ДВЗ. XXIII Міжнародний Конгрес двигунобудівників; тези доповідей. 4-9 вересня 2018 р. Харків/ Харків: ХАІ, 2018 р. С. 59.
76. Хрулєв О.Е., Сараєв О.В., Сараєва І.Ю. Вплив відцентрових сил на змащування підшипників колінчастого вала в аварійних режимах роботи двигуна автомобіля. *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 (дата звернення: 10.04.2025)
77. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Вплив конструкції системи впуску на центрифугування пилу і зношування деталей сучасних ДВЗ. *Двигуни*

*внутрішнього згоряння*. 2020. №2. С. 73-84. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2020.2.10 (дата звернення: 10.04.2025)

78. Хрулєв О.Е., Кротов М.В. Вплив порушень у системі змащення на характер пошкодження підшипників ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2018. №1. С. 74–81. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2018.1.1310 (дата звернення: 10.04.2025)
79. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Деякі аспекти підвищення вихідних параметрів ДВЗ при модернізації в умовах серійного виробництва. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2019. №1. С. 63-72. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2019.1.10 (дата звернення: 10.04.2025)
80. Хрулєв О.Е., Сараєв О.В. Закономірності зміни бічної сили, що діє на поршень у кривошипно-шатунному механізмі при надмірних навантаженнях, викликаних порушенням умов експлуатації. *III Міжнародна науково-практична морська конференція:* матеріали. Одеса, квітень 2021 р. / Одеський національний морської університет, кафедра СЕУ І ТЕ Навчально-наукового інституту морського флоту, Одеса, 2021 р. С. 32-38.
81. Хрулєв О. Застосування інженерних методів при експертному досліженні і визначенні причин перегріву ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2015. №2. С. 86–95.
82. Хрулєв О.Е. Використання логіко-імовірнісних методів для визначення причин відмов турбокомпресорів в експлуатації ДВЗ. *Сучасні технології на автомобільному транспорті та машинобудуванні*: Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, Харків, 15-18 жовтня 2019 р. / Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, Автомобільний факультет. Харків, 2019. С. 303-306.
83. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Рудаков О.А., Суханов М.Ю. Аналіз застосування методів моделювання в експертних завданнях визначення причин несправностей двигунів автомобіля. *Сучасні технології в автомобіле-будуванні, транспорті та при підготовці фахівців*: наук. пр. Міжнар. наук.-практ. та наук.-метод. конф. до Дня автомобіліста та

дорожника, 19–21 жовт. 2022 р., Харків /Харків. нац. автомоб.-дор. ун-т, Харків, 2022. С. 206–208.

84. Хрулєв О. Е. Можливості термодинамічного моделювання для дослідження процесів у конструкціях типу «циліндр-поршень». *MPP&O-2024 (Marine Power Plants and Operation)*: мат. V Міжнародної науково-практичної морської конференції, Одеса, 5 жовт. 2024 / Одеський національний морської університет, кафедра СЕУ і ТЕ ННІМФ. Одеса, 2024. С. 7.
85. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Дослідження центрифугування пилу у впускній системі та його вплив на зношування деталей сучасних ДВЗ. *XXV Міжнародний конгрес двигунобудівників*; тези доповідей, Харків, 13 вересня 2020 р. / ХАІ, Харків, 2020 р. С. 44-45.
86. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Логічні методи пошуку причин несправностей ДВЗ та деякі особливості їх побудови та практичного застосування / *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладання для їх обслуговування*: Матеріали 11-й Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 8–10 вересня 2020 р. / Херсонська державна морська академія, Херсон, 2020. С. 32-38.
87. Хрулєв О.Е., Кочуренко Ю.В. Методика визначення причини несправності ДВЗ при важких експлуатаційних ушкодженнях. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2017. №1. С. 52–60. DOI: https://doi.org/10.20998/0419–8719.2017.1.10 (дата звернення: 10.04.2025)
88. Хрулєв О.Е., Кочуренко Ю.В. Методика визначення причини несправності ДВЗ при тяжких експлуатаційних ушкодженнях. *XXII Міжнародний Конгрес двигунобудівників*: тези доповідей, Харків, 4-9 вересня 2017 р. / ХАІ Харків, 2017, С. 42.
89. Хрулєв О.Е. Моделювання пошкодження шатуна при надходженні рідини в циліндр ДВЗ. *Автомобіль і електроника. Сучасні технології*. 2020. №17. С. 5-18. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.17.0.5 (дата звернення: 10.04.2025)

90. Хрулєв О.Е. Методика складання і використання історії транспортних засобів при дослідженні їх технічного стану в задачах визначення причин пошкоджень вузлів і агрегатів. *Криміналістика і судова експертиза*. 2020. Vol. 65. С.594-605. DOI: https://doi.org/10.33994/kndise.2020.65.59 (дата звернення: 10.04.2025)
91. Хрулєв О.Е. Деякі закономірності зношування деталей клапанного механізму та особливості їх обліку при переобладнанні бензинового двигуна внутрішнього згоряння на газомоторне паливо. *Сучасні тенденції розвитку автомобільного транспорту та галузевого машинобудування*: Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, Харків. 16-18 вересня 2020р. / Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, Автомобільний факультет, Харків. 2020р. С. 139-142.
92. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Деякі особливості фільтрації та центрифугування пилу в системах впуску та їх вплив на ресурс та надійність сучасних ДВЗ. *II Міжнародна науково-практична морська конференція*: матеріали, Одеса, квітень 2020р. / Кафедра СЕУ І ТЕ, Одеський національний морської університет. Одеса, 2020. С 62-68.
93. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Деякі аспекти підвищення вихідних параметрів ДВЗ при модернізації в умовах серійного виробництва. *XXIV Міжнародний Конгрес двигунобудівників*; тези доповідей, Харків, 4-9 вересня 2019р./ ХАІ, Харків, 2019. С. 57.
94. Хрулєв О.Е. Особливості дослідження властивостей моторної оливи при визначенні причин несправностей двигунів внутрішнього згоряння. *Технічне регулювання, метрологія, інформаційні та транспортні технології*: Наукові праці IX Міжнародної науково-практичної конференції, Одеса, 14-15 листопада 2019 р. / Одеська державна академія технічного регулювання та якості, Одеса, 2019. С. 157-166.
95. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Особливості моделювання температурного стану впускних клапанів ДВЗ в задачах пошуку причин несправності.

*Проблеми тертя та зношування*. 2019. №1 (82). С. 39-51. DOI: https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(82).13485 (дата звернення: 10.04.2025)

96. Хрулєв О.Е., Клименко В.Г. Особливості побудови та застосування логічних методів пошуку причин відмов поршневих двигунів внутрішнього згорання в експлуатації. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2020. №7 (167). С. 146-157. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2020.7.20 (дата звернення: 10.04.2025)
97. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов О.М., Сохін А.А. Оцінка можливості використання математичних моделей для експертних досліджень пошкоджень двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2022. No. 21. С. 79–86. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2022.21.0.06 (дата звернення: 10.04.2025)
98. Хрулєв О.Е. Застосування інженерних методів при експертному дослідженні та визначенні причини перегріву ДВЗ. *XX Міжнародний Конгрес двигунобудівників*; тези доповідей, Харків, 5-10 вересня 2015р. / ХАІ, Харків, 2015. С. 47.
99. Хрулєв О.Е., Кочуренко Ю.В. Проблеми термінології та суб'єктивні фактори у дослідженні несправностей ДВЗ та їх роль у правильному визначенні причин несправностей. *XXI Міжнародний Конгрес двигунобудівників*; тези доповідей, Харків, 5-10 вересня 2016р./ ХАІ, Харків, 2016. С. 49.
100. Хрулєв О.Е., Кочуренко Ю.В. Проблеми термінології і суб'єктивні фактори в дослідженні порушень ДВЗ та їх роль у правильному визначенні причин пошкоджень. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2016. №2. С. 107–115. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.2.19 (дата звернення: 10.04.2025)
101. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Розрахункова модель процесу стиснення повітря з рідиною в циліндрі ДВЗ. *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 (дата звернення: 10.04.2025)

102. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов О.М. Розробка математичних критеріїв оцінки якості діагностування циліндро-поршневої групи двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2022. No. 22. С. 92–103. DOI: https://doi.org/10.30977/ VEIT.2022.22.0.10 (дата звернення: 10.04.2025)
103. Хрулєв О.Е., Сараєв А.В., Сараєва І.Ю. Методи моделювання пошкоджень в двигунах внутрішнього згоряння транспортних засобів: монографія. Київ: УкрІНТЕІ, 2024. 190 с. ISBN 978-966-479-131-8.
104. Хрулєв О.Е., Дмитрієв С.О. Порівняльний аналіз конструкцій шатуна з метою підвищення вихідних параметрів ДВЗ. *Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладання для їх обслуговування:* Матеріали 10-й Міжнародної науково-практичної конференції, Херсон, 12-13 вересня 2019 р./ Херсонська державна морська академія, Херсон, 2019. С. 161-165.
105. Хрулєв О.Е., Сараєв О.В., Сараєва І.Ю. Технічні та економічні аспекти зношування деталей клапанного механізму в процесі переобладнання бензинового двигуна внутрішнього згоряння на газомоторне паливо. *Автомобільний транспорт*. 2020. №47. С. 5-14. DOI: https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020. 47.0.5 (дата звернення: 10.04.2025)
106. Хрулєв О.Е., Сараєва І.Ю., Воробйов А.Н., Себко Д.П. Цифрова діагностика для визначення герметичності камери згоряння двигуна автомобіля. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2020. №18. С. 52-64. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2226-9266.2020.18.0.52 (дата звернення: 10.04.2025)
107. Хрулєв О.Е., Грузинський С.В., Кочуренко Ю.В. Чисельне моделювання і порівняльний аналіз конструктивних схем обладнання з метою підвищення точності обробки клапанних сідел у головках циліндрів ДВЗ. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2016. №1. С. 72–80. DOI: https://doi.org/10.20998/0419-8719.2016.1.14 (дата звернення: 10.04.2025)

108. Хрулєв О. Е., Сараєв О. В., Сараєва І. Ю. Метод експертної оцінки технічного стану циліндро-поршневої групи автомобільного двигуна після гідроудару. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2024. Вип. 25. С. 63-70. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2024.25.0.7 (дата звернення: 10.04.2025)
109. Хрулєв О.Е. Математична модель пневматичної пускової системи з урахуванням характеристик безпілотного літального апарату, двигуна та повітряного гвинта. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023. №4 спецвипуск 1 (189). С. 38-51. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup1.06 (дата звернення: 10.04.2025)
110. Хрулєв О.Е. Математичне моделювання та аналіз параметрів пневматичної катапультної системи старту з урахуванням характеристик двигуна та безпілотного літального апарата. *XXVIII Міжнародний конгрес двигунобудівників*: тези доповідей, Харьків, 5-8 вересня 2023 / ХАІ, Харьків, 2023. С. 55.
111. Хрулєв О.Е. Аналіз можливості застосування комерційних мікротурбо реактивних двигунів для високошвидкісних малорозмірних БПЛА оперативно-тактичного рівня. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 2023. №4. спецвипуск 2 (190). С. 5-18. DOI: https://doi.org/10.32620/aktt.2023.4sup2.01 (дата звернення: 10.04.2025)
112. Чабанний В.Я., Магопець С.О., Мажейка О.Й. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. За ред. В.Я.Чабанного. Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2008. 353с.
113. Чабанний В.Я., Магопець С.О., Мажейка О.Й. Ремонт автомобілів. За ред. В.Я.Чабанного. Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2007. 348 с.
114. Чисельне моделювання потоку в проточній частині капсульної гідротурбіни за допомогою програмних комплексів CFD. ДВНЗ Приазовський державний технічний університет, 2018-2019. 32 с. URL: https://events.pstu.edu/konkurs-

energy/wp-content/uploads/sites/2/ 2019/ 03/Гідротурбіна.pdf (дата звернення: 12.09.2024).

115. Шапко В.Ф. Автомобільні двигуни. Основи теорії та характеристики поршневих двигунів внутрішнього згоряння: навчальний посібник. Харків: Точка, 2014. 148 с.
116. Шваб'юк В.І. Опір матеріалів. Київ: Знання, 2016. 407 с.
117. Шокотов Н.К., Шахидулла С.А. Математичний опис процесів газообміну в циліндрі двигуна в інтегральній формі. *Двигуни внутрішнього згорання*. 1985. Вип. 41. С.6-9.
118. Шокотов Н.К. Основи термодинамічної оптимізації транспортних дизелів. Харків: Вища школа, 1980. 120 с.
119. Шокотов Н.К., Цветкова Н.И. Розрахунок робочого процесу двигунів внутрішнього згоряння на ЕЦОМ методом об'ємного балансу. *Двигуни внутрішнього згорання*. 1975. Вип. 22. С. 3-11.
120. A1 Automotive Engine Repair: Motor Age Training Self-Study Guide for ASE Certification. Training Age Motor. Boston: Advanstar, 2013. 48 p.
121. Abdul-Munaim A.M., Aller M.M., Preu S., Watson D.G. Discriminating gasoline fuel contamination in e ngine oil by terahertz time-domain spectroscopy. *Tribology International*. 2018. Vol. 119. P. 123-130. DOI: https://doi.org/ 10.1016/j.triboint.2017.10.026 (date of access: 15.01.2025)
122. 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). P. 1-8. DOI: https://doi.org/10.1115/1.2795777 (date of access: 15.01.2025)
123. Aircraft Reciprocating–Engine Failure. An Analysis of Failure in a Complex Engineered System. ATSB Transport Safety Investigation Report. Aviation Research and Analysis Report B2007/0191. Canberra City: Australian Transport Safety Bureau, 2007. 269p. URL: https://www.atsb.gov.au/sites/default/files/ media/29980/b20070191.pdf (date of access: 15.01.2025)

124. Alawadhi E.M. Finite Element Simulations Using ANSYS. Boca Raton: CRC Press, 2010. 416 p.
125. All about spark plug. Technical information. Beru. Federal–Mogul Motorparts, Global Aftermarket EMEA, Kontich, 2014. 16 p.
126. Almeida A.L. Azevedo E.V., Yoshino F.J., Oliveira M.J. 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. 2017. 9 p. DOI: http://doi.org/10.5151/engpro-simea2017-30 (date of access: 15.01.2025)
127. Amaechi O.J., Boro I. Effect of Heat Expansion in an Internal Combustion Automotive Engine. *The International Journal Of Engineering And Science (IJES)*. 2016. Vol. 5 ( 1). P. 30–35. URL: https://issuu.com/theijes/docs/e0501030035 (date of access: 15.01.2025)
128. Amaral Affonso L.O. Machinery Failure Analysis Handbook. 1st Edition. Houston: Gulf Publishing Company, 2006. 308 p.
129. Ambrozik T., Łagowski P. Selected failures of internal combustion engine pistons. *Logistyka*. 2015. No.3. P. 49-55. URL: https://dorobek.tu.kielce.pl/publikacje/spisytresci/21110.pdf (date of access: 15.01.2025)
130. Andersson P., Tamminen J., Sandström C.–E. Piston ring tribology. A literature survey. Research Notes 2178. Espoo: VTT Tiedotteita, 2002. 105 p.
131. ANSYS. Theory Reference. Release 5.6 / Edited by P. Kohnke, Ph.D. Canonsburg: ANSYS Inc., 1999. 1286 p.
132. ANSYS Free Student Software Downloads. ANSYS, Inc. URL: https://www.ansys.com/academic/free–student–products (date of access: 15.04.2020)
133. Askeland D.R., Fulay P.P., Wright W.J. The Science and Engineering of Materials. Sixth Edition. Stamford: Cengage Learning, 2010. 923 p.
134. Audi 2.8l and 3.2l FSI engines with Audi valvelift system. Self–Study Programme 411. Ingolstadt: AUDI AG, 2007. 63 p.

135. Autodata 3.38. Auto repair software Workshop Service Manual. Version CDA3.4. Hotline Number: 01628 688150. Autodata Ltd, 2010. 1 electronic optical disc (CD).
136. Automotive Engine Maintenance and Repair. Washington: Marine Corps Institute, 1997. 149 p.
137. Azadi M., Roozban M., Mafi A. Failure analysis of an intake valve in a gasoline engine. The Journal of Engine Research. 2012. Vol.26. P. 03–09.
138. Baechtel J. Competition Engine Building. Forest Lake: CarTech, Inc., 2012. 178 p.
139. Balich G.W., C. R. Aschenbach The Gasoline 4-Stroke Engine for Automobiles. Notre Dame: University of Notre Dame, 2004. 156 p.
140. Balicki W., Głowacki P. Causes of the powerplants failures installed on Polish civil aviation aircraft. *Combustion Engines*. 2017. 168 (1). P. 110-121. DOI: https://doi.org/10.19206/CE-2017-117 (date of access: 15.01.2025)
141. Bedse D.S. Design Evaluation of Connecting Rod. *International Journal of Recent Engineering Research and Development*. 2017. 02 (07). P. 203-213. URL: http://www.ijrerd.com/papers/v2-i7/32-IJRERD-B412.pdf (date of access: 15.01.2025)
142. Bhosale A.A., Joshi K., Karadkar T. Analysis of Lubricating Oil Deterioration in Four-Wheeler. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. 446-447. P. 558-561. DOI: https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.446-447.558 (date of access: 15.01.2025)
143. Bonnick A. Automotive Science and Mathematics. Burlington: Elsevier Linacre House, 2008. 240p.
144. Borden N.E., Cake W.J. Fundamentals of Aircraft Piston Engines. Hayden Series in Aeronautical Technology. New York: Hayden Book Co., 1971. 192 p.
145. BorgWarner EFR Turbocharger. Technical Training Guide. TechTG–1110–B. BorgWarner Turbo Systems, 2010. 126 p. URL: http://www.turbos.borgwarner.com/files/pdf/efr_turbo_technical_brief.pdf (date of access: 15.01.2025)

146. Bosch Automotive Electrics and Automotive Electronics Systems and Components, Networking and Hybrid Drive. 5th Edition. Bosch Professional Automotive Information. Springer Vieweg, 2014. 530 p.
147. Bosch Automotive Handbook. 9th Edition. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2014. 1544 p.
148. Bosch Common Rail Injectors. Potential Failures and Causes. Broadview: Robert Bosch LLC, 2015. 2 p.
149. Bosch Diesel Engine Management. Systems and components. 4th ed. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2005. 510 p.
150. Bosch Gasoline Engine Management. 3rd Edition. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2005. 364 p.
151. Bosch Spark plugs. Product Information Automotive (PIA). Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2012. 25 p.
152. Bosch Technical Instruction Spark Plugs Manual Guidebook. Stuttgart: Robert Bosch GmBH, 1974. 32 p.
153. Broken valve at end of stem. Valve timing errors are the principal cause / TRW Service Information No.SI 0028; Neuenstadt: MS Motor Service International GmbH, 2011. 2 p.
154. Budynas R.G., Nisbett J.K. Shigley's Mechanical Engineering Design. 9th ed. McGraw–Hill Series in Mechanical Engineering. New York: McGraw–Hill Companies, Inc., 2011. 1082 p.
155. Cengel Yu.A. Heat and Mass Transfer. Fundamentals and Applications. New–York: McGraw–Hill Education, 2015. 968 p.
156. Childs P.R.N. Mechanical Design Engineering Handbook. Amsterdam: Elsevier Ltd., 2019. 968 p.
157. Chiodi M. An Innovative 3D–CFD Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien, 2011. 245 p.
158. Clevite Performance Engine Parts Catalog. Ann Arbor: Mahle–Clevite, 2016. 178 p.

159. Cocco G. Motorcycle Design and Technology. Vimodrone: Giorgio Nada Editore, 2005. 216 p.
160. Cooling Systems. Application & Installation Guide. LEBW4978-16 (11-17). Irving: Caterpillar, 2017. 128 p.
161. Cylinder-Head Gaskets. Everything for a Reliable Seal. Dettingen/Erms: ElringKlinger AG, Aftermarket Division, 2015. 30 p.
162. Damage diagnosis. Oil consumption and oil loss. Neckarsulm: MS Motorservice International GmbH, 2004. 24 p.
163. Damage Diagnosis. Valves. Neuenstadt: Motorservice Reinmetall Automotive, 2015. 2 p.
164. Damage to crankshafts. Causes and their prevention. Service information. Neckarsulm: MS Motorservice International GmbH, 2012. 2 p.
165. Damage to engine bearings. Knowledgepool. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 2017. 71 c.
166. Dempsey P. Troubleshooting and Repairing Diesel Engines. 4th Edition. New-York: McGraw-Hill Professional Pub., 2007. 390 p.
167. Diesel Engine Management. Systems and components. 4th ed. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2005. 510 p.
168. Dolatabadi N., Theodossiades S., Rothberg S.J. On the identification of piston slap events in internal combustion engines using tribodynamic analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2015. 58-59. P. 308–324. DOI: http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2014.11.012 (date of access: 15.01.2025)
169. 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. URL: https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/engine-hydraulics-bulk/catalogs/air-intake/north-america/F110027-ENG/Air-Intake-Systems-Product-Guide.pdf (date of access: 15.01.2025)
170. 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.

171. Dubey A.M., Mohta L.A. Design and Analysis of Connecting Rod with Mass Optimization. *International Journal for Scientific Research & Development*. 2017. 4 ( 11). P. 548-552. URL: https://www.academia.edu/31729582/Design_and_Analysis_of_Connecting_Rod_with_Mass_Optimization (date of access: 15.01.2025)
172. Duleba B. Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools. *Transfer inovacii*. 2014. No. 30. P. 48-52. URL: https://www.sjf.tuke.sk/transferinovacii/pages/archiv/transfer/30-2014/pdf/048-052.pdf (date of access: 15.01.2025)
173. Dziubak T. Operational properties of performance engine intake air cleaners. *Combustion Engines*. – 2018. – 172(1). – P. 25-34. DOI: https://doi.org/10.19206/CE-2018-103 (date of access: 15.01.2025)
174. 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 (date of access: 15.01.2025)
175. El-Hagar M.M. Effect of Fuel Cetane Numbers on Reducing the Ignition Delay Period and Exhaust Emissions from DI Diesel Engine. *WSEAS Transactions on Heat and Mass Transfer*, 2020. 15. P. 99-105. DOI: 10.37394/232012.2020.15.13 (date of access: 15.01.2025)
176. Emeka V. Petrol To Gas Lpg Auto Gas Conversion: A Step By Step Conversion Guide. Gloucester: CreateSpace Independent Publishing, 2015. 42 p.
177. Engine bearings. Catalogue. Kolbenschmidt. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 2018. 1776 p.
178. Engine Bearings. Failure & Analysis Guide. Clevite Issue. Ann Arbor: Mahle Clevite Inc., 2008. 32 p.
179. Engine Bearings. Failure & Analysis Guide. Clevite 77, Form # C L77–3–402 1350. Ann Arbor: Dana Corporation, 2008. 32 p.
180. Engine Bearings: Failure Analysis and Correction. Farmington Hills: MAHLE Aftermarket Inc., 2014. 39 p.

181. 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.
182. Engine Failure Analysis and Tips Job Aid. Guide to Preventing Repeat Engine Failures. Version 1.0. Detroit, FORD Motor Company, 2013. 24 p.
183. Engine Bearing Failure Analysis Program. Mahle-Clevite. Stuttgart: Mahle GmbH, 2022. URL: https://www.mahle-aftermarket.com/na/en/support/clevite-engine-bearing-failure-analysis/ (date of access: 15.01.2025)
184. Engine components and filters. Damage profiles, probable causes and prevention. Technical information MS3–1109. Farmington Hills: Mahle Aftermarket Inc., 2016. 76 p.
185. Engine oil deterioration and engine deposits. OilChat#48. Blue Chip Lubricants. Q8 Oils. August 01, 2019. URL: http://www.bcl.co.za/news/engine-deposits/ (date of access: 15.01.2025)
186. Failure Analysis Guidebook. Kohler Engine Division. Wisconsin: Kohler Co., 2010. 32 p.
187. Farrahi G.H., Hassani M., Abolhassani S. Failure Analysis of a Four Cylinder Diesel Engine Crankshaft Made from Nodular Cast Iron. *The Journal of Engine Research*. 2011. Vol. 22. P. 21–28 URL: https://www.researchgate.net/publication/344388938_Failure_Analysis_of_a_Four_Cylinder_Diesel_Engine_Crankshaft_Made_From_Nodular_Cast_Iron (date of access: 15.01.2025)
188. Ferguson C.R., Kirkpatrick A.T. Internal Combustion Engines. Third Edition. Chichester: John Wiley & Sons, Ltd., 2016. 460 p.
189. Filipczyk J., Stanik Z. Piston damages – case studies and possibilities of early detection. Journal of KONES Powertrain and Transport. 2012. Vol.19. No.4. P. 179–184. DOI: 10.5604/12314005.1138338 (date of access: 15.01.2025)
190. Filters. Catalogue. Neuenstadt: MS Motor Service International GmbH, 2014. 1012 p.
191. Filter technical brochure. Service Tips and Info. MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, 2010. 40 c.

192. Finch R. Converting Auto Engines for Experimental Aircraft. Sydney: Motorbooks International, 1999. 160 p.
193. Flint M., Pirault J.P. Opposed Piston Engines: Evolution, Use, and Future Applications. Warrendale: SAE International, 2009. 576 p.
194. Frătița 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 (date of access: 15.01.2025)
195. Fuel & Lubricant Technologies. FY 2013 Annual Progress Report. Energy Efficiency and Renewable Energy. Vehicle Technologies Office / Approved by K. Stork. Washington: U.S. Department of Energy, 2014. 174 p.
196. Ganesan V. IC Engines. Fourth Edition. New Delhi: Tata McGraw Hill Education Private Limited, 2012. 730 p.
197. Garrett Advanced Motion. Original Performance, Volume 8. Rolle: Honeywell Turbo Technologies, 2018. 74 p.
198. Garrett Turbochargers. Catalogue. Rolle: Honeywell Turbo Technologies, 2008. URL: https://www.garrettmotion.com/turbo–replacement/aftermarket–reman–turbochargers–catalog/ (date of access: 15.01.2025)
199. Gasoline-Engine Management: Systems and Components: Biofuel-Motronic. Stuttgart: Robert Bosch GmbH, 2006, 358 p.
200. Gere J.M. Mechanics of Materials. 6th Edition. Belmont: Brooks/Cole –Thomson Learning, 2004. 940 p.
201. Ghazal O.H.M., Dado M.S.H. Gear Drive Mechanism for Continuous Variable Valve Timing of IC Engines. Engineering. 2013. 5. P. 245-250. DOI: http://dx.doi.org/10.4236/eng.2013.53035 (date of access: 15.01.2025)
202. Giakoumis E.G. Driving and Engine Cycles. Cham: Springer International Publishing AG, 2017. 408 p.
203. Giakoumis E.G. Turbochargers and Turbocharging: Advancements, Applications and Research. New York: Nova Science Publishers, 2017. 550 p.

204. Gilles T. Automotive engines: diagnosis, repair and rebuilding. 6th Edition. Santa Barbara: Delmar Cengage Learning, 2011. 672 p.
205. Gillette R. Honeywell Turbo Technologies. Presentation. Scottsdale: Honeywell, 2004. URL: http://www.corporate–ir.net/media_files/irol/94/94774/presentations/TurboHON.pdf (date of access: 15.01.2025)
206. GLYCO. Engine Bearings. Catalogue No.CATGY1201. 2013–2014. Kontich: Federal–Mogul Global Aftermarket EMEA, 2013. 1321 p.
207. Goel N. Case Study: Failure Analysis of Diesel Engine Cylinder Liners. Linden: AEIS, 2009. 23 p . URL: http://wanderlodgegurus.com/database/Theory/Failure%20Analysis%20of%20Diesel%20Engine%20Cylinder%20Liners.pdf (date of access: 15.01.2025)
208. Goetze. Piston Rings. Catalogue No.CATGT1001. Kontich: Federal–Mogul Corporation, Central Distribution Centre, 2013. 1216 p.
209. Gonera M., Sandin O. Thermal Analysis of a Diesel Piston and Cylinder Liner using the Inverse Heat Conduction Method. Master's thesis in Applied Mechanics. Geteborg: Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, 2015. 92 p.
210. Goodnight N., Van Gelder K. Automotive Engine Repair. CDX Master Automotive Technician Series. Burlington: Jones & Bartlett Learning, 2018. 694 p.
211. Greuter E., Zima S. Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. Warrendale: SAE International, 2012. 582 p.
212. 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). P. 467-474. URL: https://repo.ijiert.org/index.php/ijiert/article/view/905 (date of access: 15.01.2025)
213. Gunter E.J. Failure analysis of 2 liter engine turbochargers. *Dyrobes Rotordynamics*, 2019. No.2. 11 p. URL: https://dyrobes.com/wp-

content/uploads/2019/02/failure_analysis_of_2_l_engine_turbochargers_gunter-ver2_linked.pdf (date of access: 15.01.2025)

214. Gupta H.N. Fundamentals of Internal Combustion Engines. New Delhi: PHI Learning Private Limited, 2006. 597 p.
215. Haegemans A., Van den Bulck E., Baelmans M. Experimental Flow Dynamics in Automotive Exhaust Systems with Close–Coupled Catalist. Edited by T. Persoons. Leuven: Katholieke Universiteit Leuven, 2006. 331 p.
216. 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). P. 282–285. URL: https://www.irjet.net/archives/V5/i5/IRJET-V5I556.pdf (date of access: 15.01.2025)
217. Halderman J. Automotive Technology. Principles, Diagnosis and Service. New Jersey: Pearson Education, Inc., 2012. 1664 p.
218. 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: https://doi.org/10.1016/j.mtadv.2021.100134 (date of access: 15.01.2025)
219. Hasan M.R. Failure Investigation Report on Different Components of an Automotive Engine. *International Journal of Mechanical Engineering and Applications*. 2017. V.5 (1). P. 47–51. URL: https://www.researchgate.net/publication/316212220_Failure_Investigation_Report_on_Different_Components_of_an_Automotive_Engine (date of access: 15.01.2025)
220. Hassan S., Momin S. A., Dutta M., Kader G. Study of LPG (Liquefied Petroleum Gas) And CNG (Compressed Natural Gas) Vehicles And It's Future Aspects. *International Conference on Mechanical, Industrial and Energy Engineering*, 2016. 6 p. URL: https://www.researchgate.net/publication/341450385_Study_of_LPG_Liquefied_Petroleum_Gas_And_CNG_Compressed_Natural_Gas_Vehicles_And_It%27s_Future_Aspects (date of access: 15.01.2025)
221. Hastings Piston Rings. Master Catalogue. Hastings MI: Hastings Manufacturing Company, 2015. 440 p.

222. Henderson B., Haynes J.H. OBD-II & Electronic Engine Management Systems. Haynes Techbook. Newbury Park: Haynes Manuals Inc., 2006. 272 p.
223. Henning P., Walsh D., Yurko R. Predictive Equipment Maintenance. Oil Analysis Handbook. Third Edition. Chelmsford: Spectro Scientific, 2017. 120 p.
224. Heyes A.M. Automotive Component Failures. *Engineering Failure Analysis*. Elsevier Science Ltd. 1998. Vol.5. No.2. P. 129–141. DOI: https://doi.org/10.1016/S1350-6307(98)00010-7 (date of access: 17.02.2025)
225. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw–Hill Series in Mechanical Engineering. New York: McGraw–Hill, Inc., 1988. 930 p.
226. Hoag K., Dondlinger B. Vehicular Engine Design. 2d Edition. Vienna: Springer Vienna, 2016. 386 p.
227. Hong J.S., Kim Y.S., Chun K.J. Study on Exhaust Valve and Seat Insert Wear Depending on Fuel Type. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2012. 13(2). P. 253-260. DOI: https://doi.org/10.1007/s12541–012–0031–5 (date of access: 17.02.2025)
228. Hutchings I., Shipway P. Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials. 1st ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 1992. 165 p.
229. Hubertus G. Common-Rail-Systeme: in der Werkstattpraxis. Krafthand Medien GmbH, 2013. 240 p.
230. 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. P. 133-138. DOI: https://doi.org/10.13140/2.1.3947.5847 (date of access: 17.02.2025)
231. Incropera F.P., DeWitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6-th Edition. Goboken: John Wiley & Sons, Inc., 2007. 1071 p.
232. Isermann R. Combustion Engine Diagnosis: Model-based Condition Monitoring of Gasoline and Diesel Engines and their Components. Wiesbaden: Springer-Verlag, 2017. 303 p.

233. 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. URL: https://cdn.standards.iteh.ai/samples/4874/0fbb7698c87d4b3db92d9cf168cb29ab/ISO-683-15-1992.pdf (date of access: 17.02.2025)
234. Jack T.K., Ojapah M.M. Water–Cooled Petrol Engines: A R eview of Considerations in Cooling Systems Calculations with Variable Coolant Density and Specific Heat. *International Journal of Advances in Engineering & Technology*. 2013. 6 (2). P. 659–667. URL: https://www.researchgate.net/publication/329179166 (date of access: 17.02.2025)
235. Janna W.S. Engineering Heat Transfer. New York: CRC Press, 2009. 692 p.
236. Jayaprakash V., Rohit A. K., Srinivas Ch. Non Linear Analysis of Diesel Engine Connecting Rod / V. Jayaprakash, // *International Journal of Trend in Scientific Research and Development*. 2018. 2 (6). P. 478–488. DOI: http://dx.doi.org/10.31142/ijtsrd18485 (date of access: 17.02.2025)
237. Johnson D. Turbine Engine Lubricant and Additive Degradation Mechanisms. *Aerospace Engineering*, 2018. 19 p. DOI: http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.82398 (date of access: 17.02.2025)
238. Khonsari M.M., Booser E.R. Applied Tribology Bearing Design and Lubrication Third Edition. Hoboken: John Wiley & Sons Ltd., 2017. 653 p.
239. Khrulev A., Varbanets R., Fomin A., Píštek V., Klymenko V., Minchev D., Zalozh V., Kucera P. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021. 9(3). 321. 13 p. DOI: https://doi.org/10.3390/jmse9030321 (date of access: 17.02.2025)
240. 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). P. 40–49. DOI: https://doi.org/ 10.15587/1729-4061.2022.259454 (date of access: 10.04.2025)
241. 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). P. 61–69. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.230113 (date of access: 10.04.2025)

242. Khrulev A.E., Sarayeva I.Y. Expert studies of violations of the operating conditions of automobile engines when using them in a viation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2021. No.19. C. 47-53. DOI: https://doi.org/10.30977/ VEIT.2021.19.0.50-60 (date of access: 10.04.2025)
243. Khrulev A.E., Saraev A.V. Failure mechanisms caused by motor oil degradation and their study as part of expertise of technical condition of gasoline car engines. *The National Transport University Bulletin. Series «Engineering»*. 2021. Vol. 1 (48). P. 302-314. DOI: https://doi.org/10.33744/2308-6645-2021-1-48-302-314 (date of access: 10.04.2025)
244. Khrulev A., Dmitriev S. ICE Turbochargers Failures and Some Features of the Study of Their Causes Using the Fault Tree Analysis. *The 18th Israeli Symposium on jet engines and gas turbines,* November 28, 2019, Haifa, Israel/ Technion, Haifa, 2019. P. 27-28.
245. Khrulev A, Saraiev O, Saraieva I, Vorobiov O. Modeling of thermodynamic processes in internal combustion engine cylinder during cranking in compression measurement tests. *Combustion Engines*. 2024. 198(1). P. 3-14. DOI: https://doi.org/10.19206/CE-187380 (date of access: 10.04.2025)
246. Khrulev A.E., Saraiev O.V., Saraieva I.Y. Application of logical methods in expert analysis of automotive engine failures in operation. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*. 2023. Vol. 24. P. 32-40. DOI: https://doi.org/10.30977/VEIT.2023.24.0.6 (URL: http://veit.khadi.kharkov.ua/ article/view/294263, date of access: 10.04.2025)
247. Khrulev A. Wear mechanism in modern internal combustion engines due to dust centrifugation in intake system. *World of scientific research:* Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 24, 21-22 November 2023, Opole, Poland/WSZIA, Opole, 2023. P. 348-353 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229688_Local_wear_mechanism_in

_the_modern_car_engines_due_to_dust_centrifugation_in_inlet_system (date of access: 10.04.2025)

248. 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). P. 23-37. DOI: https://doi.org/10.18372/0370-2197.86.14485 (date of access: 10.04.2025)
249. 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. Vol. 14, Is. 2. P. 6557-6569. DOI: https://doi.org/10.15282/jmes.14.2.2020.03.0515 (date of access: 25.12.2022, Scopus, Q2)
250. 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. P. 5-16. DOI: https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5 (date of access: 10.04.2025)
251. 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. P. 7243-7258. DOI: https://doi.org/10.15282/ijame.16.4.2019. 06.0540 (date of access: 25.12.2022)
252. Khrulev A. Analysis of pneumatic catapult launch system parameters, taking into account engine and UAV characteristics. *Advanced UAV*. Mersin University. 2023. 3 (1). P. 10-24. URL: https://publish.mersin.edu.tr/index.php/uav/article/ view/1045 (date of access: 10.04.2025)
253. Khrulev A. Determination of gas parameters in resonant pipes and channels of engines with a periodic workflow using the piston analogy method. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. 5/7 (125). P. 50-59. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.288520 (date of access: 10.04.2025)
254. Khrulev A. Features of determining the failure causes of car engines due to engine oil degradation. *Modern aspects of modernization of science: status, problems, development trends*: Materials of the 39th International Scientific and

Practical Conference. Gothenburg, Sweden. December 7, 2023/ Gothenburg. 2023. P. 412-416.

255. Khrulev A. Local wear mechanism in modern internal combustion engines due to dust centrifugation in intake system. *World of scientific research:* Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 24, 21-22 November 2023, Opole, Poland/WSZIA, Opole, 2023. P. 348-353 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229688_Local_wear_mechanism_in_the_modern_car_engines_due_to_dust_centrifugation_in_inlet_system (date of access: 10.04.2025)
256. Khrulev A. Logical method for determining the failures due to engine oil degradation, in tasks of expertise of automotive engine technical condition. *World of scientific research*: Opole, Poland, Issue 25, 14-15 December 2023/WSZIA, Opole, 2023. P. 336-340 URL: https://www.economy-confer.com.ua/full-article/5078/ (date of access: 10.04.2025)
257. Khrulev A. Mathematical modeling of reed valve operation in engines with periodic workflow. *Integration of science as a mechanism of effective development*: Proceeding of the 11th International scientific and practical conference, November 28 - December 01, 2023, Helsinki, Finland/ International Science Group, Helsinki, 2023. P. 389-395 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229951_Mathematical_model_of_reed_valve_operation_in_engines_with_periodic_workflow (date of access: 10.04.2025)
258. Khrulev A. Modeling connecting rod damage due to hydrolock using a finite element model. *War – Challenges in Modern Science*: Abstracts of The 60th International scientific and practical conference, November 16-17, 2023. Ottawa, Canada / Pegas Publishing, Ottawa, 2023. P. 359-363 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229821_Modeling_of_damage_to_conrod-piston_group_during_hydrolock_in_internal_combustion_engine_cylinder (date of access: 10.04.2025)
259. Khrulev A. Modeling of damage to conrod-piston group during hydrolock in internal combustion engine cylinder. *Modern problems of science, education and*

*society*: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, November 6-8, 2023, Kyiv, Ukraine/ SPC “Sci-conf.com.ua”, Kyiv, 2023. P. 268-275 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229821_Modeling_of_damage_to_conrod-piston_group_during_hydrolock_in_internal_combustion_engine_cylinder (date of access: 10.04.2025)

260. Khrulev A. Modeling of emergency operation mode of car engine due to coolant leak. *Innovative development of science, technology and education*: Proceedings of II International Scientific and Practical Conference, 16-18 November, 2023. Vancouver, Canada / Perfect Publishing, Vancouver, 2023. P. 116-123 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229795_MODELING_OF_EMERGENCY_OPERATION_MODE_OF_CAR_ENGINE_DUE_TO_COOLANT_LEAK (date of access: 10.04.2025)
261. Khrulev A. Modeling of engine with periodic workflow using dimensionless similarity criteria and piston analogy method. *World of scientific research*: Proceedings of the International Multidisciplinary Scientific Internet Conference, Issue 23, 24 October 2023, Opole, Poland/ WSZIA, Opole, 2023. P. 270-274. URL: https://www.economy-confer.com.ua/full-article/4861/ (date of access: 10.04.2025)
262. Khrulev A. Modeling of local damage to be arings due to engine lubrication system failure. *Modern research in science and education*: Proceedings of the 3rd International scientific and practical conference, November 9-11, 2023, Chicago, USA/ BoScience Publisher, Chicago, 2023. P. 206-213 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229914_Modeling_of_local_damage_to_bearings_due_to_engine_lubrication_system_failure (date of access: 10.04.2025)
263. Khrulev A. Modeling Work-Flow of the “Cylinder-Piston” Type Devices Using a Universal Thermodinamic Model. *Evolutions Mech Eng*. 2024. 5(4). EME.000618. P. 8. DOI: https://doi.org/10.31031/EME.2024.05.000618 (date of access: 10.04.2025)

264. Khrulev A. Principles of development and practical application of logical methods in tasks of searching for the failure causes in internal combustion engines. *Scientists and existing problems of human development*: Proceedings of the 9th International scientific and practical conference, November 14-17, 2023, Zagreb, Croatia/ International Science Group, Zagreb, 2023. P. 359-363 URL: https://api.dspace.khadi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/2ed7c92e-44f5-4e78-8eda-3ccd3b05685f/content (date of access: 10.04.2025)
265. Khrulev A., Saraiev O. Regularities of piston-side force change in crank mechanism under excessive loads caused by breakage of operating conditions. *Modern Technologies in Automobile Construction, Transport and Specialist Training*: Scientific works of the Int. Conference for the Day of the Motorist and Road Worker, October 23-25, 2023, Kharkiv/ KhNADU, Kharkiv, 2023. P. 284-289 URL: https://www.researchgate.net/publication/376229517_Regularities_of_piston-side_force_change_in_crank_mechanism_under_excessive_loads_caused_by_breakage_of_operating_conditions (date of access: 10.04.2025)
266. Khrulev A. Some Features of Internal Combustion Engine Conversion from Gasoline to Gas by Taking into Account Valve Mechanism Wear. *Evolutions Mech Eng*. 2023. 4(5). EME.000597. P. 8 DOI: http://dx.doi.org/10.31031/eme.2023.04. 000597 (date of access: 10.04.2025)
267. Khrulev A. Valve mechanism wear in gasoline internal combustion engine during conversion to gas. *Innovations and prospects in modern science*: Proceedings of XII International Scientific and Practical Conference, 20-22 November, 2023. Stockholm, Sweden/ SSPG Publish. Stockholm, 2023. P. 193-201.
268. Khrulev A. Simulation of thermal damage to intake valves in automotive engines with valve timing control. *Інтеграція світових наукових процесів як основа суспільного прогресу*: материали VII Міжнародної науково-практичної конференції, 24-25.11.2023, Запоріжжя / ГО «Інститут інноваційної освіти»; Науково-навчальний центр прикладної інформатики НАН України. Запоріжжя: АА Тандем. 2023. С. 202-205. URL: https://www.researchgate.net/

publication/376229957_Simulation_of_thermal_damage_to_intake_valves_in_automotive_engines_with_valve_timing_control (date of access: 10.04.2025)

269. King Engine Bearings Catalogue. Cedar Grove, NJ: King Engine Bearings, Inc., 2016. 554 p.
270. Kohler M. Turbochargers in the workshop. Technology, variants, troubleshooting. KRAFTHAND Practical Know–how series, Volume 17. Wörishofen: Krafthand Medien GmbH, 2017. 62 p.
271. Kopeliovich D. Engine bearing failures and how to avoid them. King Bearings. URL: https://www.kingbearings.com/wp-content/uploads/2014/10/Engine-bearing-failures-and-how-to-avoid-them1.pdf (date of access: 21.05.2023).
272. Koszałka G., Guzik M. Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine. *Polish Maritime Research*, 2014. 21(4). P. 66-78. DOI: https://doi.org/10.2478/pomr-2014-0043 (date of access: 17.01.2025)
273. Kowalewicz A. Combustion systems of high-speed piston I.C. engines. Amsterdam: Elseiver, 1984. 365 p.
274. 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. P. 64-71. DOI: https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.0243 (date of access: 17.01.2025)
275. Kulkarni N., Chaure G. Analysis of piston Failure – A Review. International *Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. Vol. 6. Issue 3. 2016. P.138–146.
276. 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) . P. 44–50.
277. Kumar M., Prajapati S. N. Design, Buckling and Fatigue Failure Analysis of Connecting Rod: A Review. *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*. 2017. 4 (7). P. 39–44. DOI: https://doi.org/10.22161/ijaers.4.7.7 (date of access: 17.01.2025)

278. Kumar R., Saxsena N., Singh A. Finite Element Analysis of Connecting rod for Internal Combustion Engines: A R eview. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2017. 04(02). P. 1699–1702.
279. Laguna-Camacho J.R., Sánchez-Yáñez S.M., Juárez-Morales G. 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 (date of access: 17.01.2025)
280. Lakshminarayanan P.A., Nayak N.S. Critical component wear in heavy duty engines. Singapore: John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd., 2011. 424 p.
281. Laskowski R. Fault Tree Analysis as a tool for modeling the marine main engine reliability structure. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*. 2015. No.41(113). P. 71–77.
282. Lemonis M.E. Moments of Inertia. Reference Table. Calculation Tools & Engineering Resources, 2020. URL: https://calcresource.com/moments-of-inertia-table.html (date of access: 17.01.2025)
283. Lewis G. Automotive Machining and Engine Repair. 3rd edition. Seattle: Engine Books, 2006. 440 p.
284. Lewis R., Dwyer-Joyce R.S. Automotive Engine Valve Recession. London: Professional Engineering Publishing Limited, 2002. 138 p.
285. Lienhard J.H., Lienhard J.H. A Heat Transfer Texbook, 4th Edition. Cambridge: Phlogiston Press, 2018. 757 p.
286. Littlefair B., De La Cruz M., Mills R. Lubrication of a flexible piston skirt conjunction subjected to thermo-elastic deformation: A combined numerical and experimental investigation. *Proc IMechE Part J: J Engineering Tribology*. 2014. Vol 228(1). P. 69–81. DOI: https://doi.org/ 10.1177/1350650113499555 (date of access: 17.01.2025)
287. Lotus Engineering Software (LESOFT). Group Lotus PLC, 2019. URL: http://www.lesoft.co (date of access: 20.10.2019)
288. Lubricant Additives. Chemistry and Applications, 2rd Edition / Ed. by L.R. Rudnick. Boca Raton: CRC Press, 2009. 790 p.

289. Ludema K.C. Friction, wear, lubrication: A textbook in tribology. Boca Raton: CRC Press, 1996. 261 p.
290. Maclnnes H. Turbochargers. Tucson: Bill Fisher, 1976. 193 p.
291. 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 (date of access: 17.01.2025)
292. MAHLE Pistons. Catalog No.PI–20–09. 2009–2010. Stuttgart: Mahle GmbH, 2009. 273 p.
293. MAHLE. Cylinder components. Stuttgart: Vieweg Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2010. 130 p.
294. MAHLE. Piston and Engine Testing. Stuttgart: Vieweg Teubner Verlag, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2012. 284 p.
295. MAHLE Turbocharger Catalogue. Technical Service. Catalog No.TC–10–14. Stuttgart: Mahle GmbH, 2015. 56 p.
296. MAHLE Turbocharger Catalogue. Technical Service. Catalog No.TC–10–19, Supersedes TC–10–11. Stuttgart: Mahle GmbH, 2019. 159 p.
297. Majewski W.A. Diesel Particulate Filters. DieselNet Technology Guide. Ecopoint Inc., 2001. 15 p. URL: http://courses.washington.edu/cive494/DPF.pdf (date of access: 27.03.2021)
298. Mallikarjuna Reddy V., Vijaya Devi T. Design, Analysis and Optimization of a 6 cylinder Engine Crank shaft. *International Journal of Modern Engineering Research*. 2014. Vol.4 (8). P. 30-37.
299. Malmborg P. Engine air filter requirements. How different running conditions affect service life. Karlstad: Karlstads Universitet, 2019. 40 p.
300. 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 (date of access: 17.01.2025)

301. Manda M., Kola R., Karunakarreddy K. Modal Analysis of a Connecting Rod using ANSYS. *International Journal of Mechanical Engineering*. 2017. 4 (4). P. 30-35.
302. Marković S.L., Marinkov A., Stojiljković B., Dević G., KLIPA M., Petrović V. Repair of a damaged turbocharger. *SERBIATRIB '19, 16th International Conference on Tribology*, Proceedings on Engineering Sciences, Kragujevac, 2019. P. 370-376.
303. Martin T. Automotive Diagnostic Systems: Understanding OBD-I & O BD-II. Beverly: Motorbooks, 2015. 203 p.
304. Matoušek V. Flow Mechanism of Sand-Water Mixtures. Delft: Delft University Press, 1997. 258 p.
305. Miller J. Turbo: Real World High–Performance Turbocharger Systems (S–A Design) Paperback. Forest Lake: CarTech, 2008. 160 p.
306. Miljković D. Aircraft Piston Engine Fault Detection Based on Uniformity of Cylinder Head, Exhaust Gas and Turbochargers Temperatures. *11th European Conference on Non-Destructive Testing (ECNDT 2014)*, October 6-10, 2014, Prague, Czech Republic./ Prague, 2014. 10p.
307. Miljković D. Engine Fault Detection for Piston Engine Aircraft. *International Convention on Information and Communication Technology, Electronics and Microelectronics*. 2013. CTS. P. 1112-1117.
308. 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. P. 242–248.
309. Mitar J., Karanovic V., Knežević D.M., Orošnjak M. Diesel fuel filtration problems with modern common rail injection systems. *Military Technical Courier*, 2017. 65(4). P. 968-993. DOI: https://doi.org/10.5937/ vojtehg65-11577 (date of access: 17.01.2025)
310. Moatamedi M., Khawaja H. Finite Element Analysis. New York: CRC Press, 2018. 154 p.

311. Mohammed M.N., Omar M.Z., Sajuri Z. Failure Analysis of a Fractured Connecting Rod. *Journal of Asian Scientific Research*. 2011. V.2. P. 737–741.
312. Mohankumar D., Rakesh L. Design and Analysis of a Connecting Rod. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*. 2017. 116 (15). P. 105-108.
313. Momin S., Kader G., Roy P., Hasan S. Automatic Signal and Alarming System To Avoid Engine Overheating. *International Journal of Research*. 2016. 3 (13). P. 962–966. URL: https://journals.pen2print.org/index.php/ijr/article/view/5358/5162 (date of access: 17.01.2025)
314. 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). P. 464–471. DOI: https://doi.org/10.1007/s40544-017-0196-0 (date of access: 17.01.2025)
315. Moosavian A., Najafi G., Ghobadian B., Mirsalim M., Jafari S. M., Sharghi P. Piston scuffing fault and its identification in an IC engine by vibration analysis. *Applied Acoustics*. 2016. Vol. 102 (15). P. 40-48. DOI: https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2015.09.002 (date of access: 17.01.2025)
316. Morehouse D., Porter J., Hiltz J., Brauss M. Diesel Engine valve failures. N0R 1L0, B2Y 3Z7. Ontario: Defence Research Development Canada Atlantic, 2004. 15 p.
317. MS Motorservice. Piston damage – recognizing and rectifying. Service tips & infos. Article No. 50003 973-02. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 2016. 91 p.
318. MS Motorservice. Technical Filter Brochure. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 2014. 47 p.
319. Muthukumarasamy S., Dinesh R., Dinesh Kumar K., Haribabu M., Pratheesh R. Analysing the Causes of Overheating of Heavy Duty Truck Engines and Heat Flux of Radiator Using Pareto Principle Ansys Software. *International Journal of Pure and Applied Mathematics*. 2018. 118(20). P. 4955–4963.

320. 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 (date of access: 17.01.2025)
321. Naga Prasad C.S. Thermal Analysis of Engine Failure Conditions in Engine Overheating Cases. *International Journal of Research*. 2017. 4 (17). P. 4020–4025. URL: https://journals.pen2print.org/index.php/ijr/article/view/11396/10849 (date of access: 27.03.2021)
322. Nagaraju K.L., Chandan R. Buckling Analysis Of Connecting Rod. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2016. 03(08). P. 1358–1361.
323. Nale R.S., Kulloli V.K. Vibrational Analysis and Optimization of Connecting Rod. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2018. 05 (07). P. 2328-2333.
324. Naylor M.G., Kodali P., Wang J.C. Diesel Engine Tribology. Modern Tribology Handbook, Volume Two: Materials Coatings, and Industrial Applications, Section III: Solid Tribological Materials and Coatings, The Mechanics and Materials Science Series / Editor–in–Chief B. Bhushan. Boca Raton: CRC Press LLC, 2001. 25 p.
325. Nguyen D.V., Duy V.N. Numerical Analysis of the Forces on the Components of a Direct Diesel Engine. *Applied Science*. 2018. 8 (761). 12 p. DOI: https://doi.org/10.3390/app8050761 (date of access: 27.03.2021)
326. NURAL. Pistons, Liners and Assemblies. Catalogue No.CATNU1201. 2013–2014. Kontich: Federal–Mogul Global Aftermarket EMEA, 2013. 1334 p.
327. Oppenheim A.K. Combustion in Piston Engines. Technology, Evolution, Diagnosis and Control. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004. 171 p.
328. Orzelowsky S. Technologia naprawy i obsługi pojazdów samochodowy. Warszava: WSiP, 1984. 342 p.
329. Palocz-Andresen M. Decreasing Fuel Consumption and Exhaust Gas Emissions in Transportation: Sensing, Control and Reduction of Emissions. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. 318 p.

330. Pan Z., Guo L. Failure Analysis of the Pin Bore of the Combined Piston for the Aero Engine. *Hindawi International Journal of Aerospace Engineering*. 2019. Vol. 2019. Article ID 7693403. 13 p. DOI: https://doi.org/10.1155/2019/7693403 (date of access: 27.02.2024)
331. Pandey A., Mandloi R.K. Surface Morphology and Wear Investigation ofValves used in LPG- fueled Passenger CarEngines. *Asian Journal of Applied Science and Engineering*. 2015. Vol.4. Issue 10. P. 38-47. DOI Prefix: 10.15590 (date of access: 27.03.2021)
332. Parr A. Hydraulics and Pneumatics. A Technician's and Engineer's Guide. 3d Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2011. 238 p.
333. Pawlus P. Change of cylinder surface topography in the initial stage of engine life. *Wear*. 1997. 209(1–2). P. 69–83. DOI: https://doi.org/10.1016/S0043-1648(97)00007-0 (date of access: 27.03.2021)
334. Perlmutter B. Solid-Liquid Filtration: Practical Guides in Chemical Engineering. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2015. 136 p.
335. Peter S., Lanza G., Ni J., Xiaoning J., Pei-Yun Y., Colledani M. Automotive manufacturing technologies – an international viewpoint. *Manufacturing Rev.*, 2014. 1(10). 12 p. DOI: https://doi.org/10.1051/mfreview/2014010 (date of access: 27.03.2021)
336. Piancastelli L. Powerplant Reliability Issues and Wear Monitoring in Aircraft Piston Engines. Part II: Engine Diagnostic. *Drones*. 2018. 2 (10). 15 p. DOI: https://doi:10.3390/drones2010010 (date of access: 27.03.2021)
337. Pistons and components. Products 2021. Catalogue. MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, 2021. 2130 p.
338. Piston Damage – Causes and Remedies. Stuttgart: MAHLE GmbH, 1999. 66 p.
339. Piston Damage and Causes. – Neckarsulm: MSI Motor Service International GmbH, 2004. – 2 p.
340. Piston Rings For Combustion Engines. MSI Motor Service International GmbH, Neckarsulm, 2010. 80 p.

341. Piston ring joint clearance and oil consumption. Misconceptions about piston ring joint clearances. Service information. Neuenstadt: MSI Motor Service International GmbH, 2014. 1 p.
342. Plain Bearings. Spherical plain bearings. Rod ends. Plain bushes. Thrust washers, strips. Schweinfurt: Schaeffler Technologies AG & Co. KG, 2016. 438 p.
343. Plint M., Martyr A. Engine testing: theory and practice. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. 442 p.
344. Polyvianchuk A., Korohodskyi V., Rogovyi A., Voronkov O. Development of a threezone combustion model for stratified-charge sparkignition engine. Eastern-*European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. 2/5(110). P. 46-57. DOI: doi.org/10.15587/1729-4061.2021.228812 (date of access: 15.01.2025)
345. Prakash S.Om., Natrayan M., Dinesh Kumar R. Optimization of Connecting Rod for Weight Reduction by Finite Element Analysis. *International Research Journal of Automotive Technology*. 2018. 1(6). P. 80–87.
346. Priest M., Taylor C.M. Automobile engine tribology-approaching the surface. *Wear*, Elsevier. 2000. 241. P. 193-203.
347. Premature Failures Manual. São Paulo: MAHLE Metal Leve S.A., 2014. 68 p.
348. Pressure oil filling – on reconditioned engines. Service information. MS Motorservice International GmbH, Rheinmetall Company, Neckarsulm, 2016. 2 p.
349. Probst C.O. Bosch Fuel Injection and Engine Management: How to Understand, Service and Modify. Skokie: Robert Bentley, Inc., 1989. 224 p.
350. Prudhvi G., Vinay G., Suresh Babu G. Cooling Systems in Automobiles and Cars. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*. 2013. 2 (4). P. 688–695. URL: http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.675.706&rep=rep1& type=pdf (date of access: 27.03.2020)
351. Pulkrabek W.W. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. New Jersey: Prentice Hall, 1997. 411 p.
352. Quanungo M.N., Kantkamat S.S., Baloni B.D., Channiwala S.A. Failure Analysis of Turbocharger. *4th International Conference on Multidisciplinary Research &*

*Practice (4ICMRP-2017)*: Proceedings, December 22, 2017, Gurgaon, India/ Gurgaon: Research and Scientific Innovation Society, 2017. P. 214-219.

353. Raffic N.M., Babu K.G., Kumar K.N. Design Evaluation and Optimization of IC Engine Connecting Rods – A Review. *International Journal of Trend in Scientific Research and Development*. 2018. 2(3). P. 88–93.
354. Rahnejat H. Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain: Fundamentals, Applications and Future Trends. Cambridge: Woodhead Publishing, 2010. 1018 p.
355. Raghuwanshi 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. P. 173–181.
356. Rammohan A. Engine's lubrication oil degradation reasons and detection methods: A r eview. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Sciences*. 2016. Vol. 9. Issue 4. P. 3363-3366.
357. Randall M. The Haynes Manual on Diesel Engines. Sparkford: J. H. Haynes & Co Ltd., 2004. 168 p.
358. Raymond R.J. Comparison of Sleeve and Poppet-Valve Aircraft Piston Engines. Aircraft Engine Historical Sosiety, 2005. 28 p. URL: http://www.enginehistory.org/members/articles/Sleeve.pdf (date of access: 27.03.2020)
359. Rebollo T.Ch. Mathematical and Numerical Foundations of Turbulence Models and Applications / T. Ch. Rebollo, R. Lewandowski. – New-York: Springer, 2014. – 517 p.
360. Reconditioning of Aluminium Engine Blocks. Service Tips & Information. Neckarsulm: MSI Motor Service International GmbH, 2006. 100 c.
361. Road vehicles – Diagnostic communication over Controller Area Network (DoCAN) – Part 4: Requirements for emissions-related systems. ISO 15765–4. URL: https://www.iso.org/ru/standard/67245.html. (date of access: 27.03.2020)

362. Rodríguez A.L., Vølund A., Klit P. Modeling of piston ring wear. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2021. Vol. 235. Issue 3. P. 629-638. DOI: https://doi.org/10.1177/1350650120929860 (date of access: 27.03.2020)
363. Rodriquez C.L. Piston Engines. Aviation Maintenance Technician Cert. Seried. Colorado: Aircraft Technical Book Co., 2015. 350 p.
364. Rudinger G. Fundamentals of Gas Particle Flow. Elsevier, 2012. 156 p. DOI: https://doi.org/10.1016/B978-0-444-41853-1.X5001-X (date of access: 15.01.2025)
365. Sadrehaghighi I. Heat Transfer Applications for Automotive Engineering including Case Studies. Engine Thermal Analysis. CFD Open Series. Revision 2.25. Annapolis, 2022. 34 p. DOI: https://doi.org/ 10.13140/RG.2.2.19112.03847 (date of access: 27.03.2020)
366. Sato K., Midorikawa T., Takahashi T., Oshige H. Development of Valve Seat Material for Gas-Fueled Engines. *SAE Transactions, Journal of Materials & Manufacturing*. 2000. Vol. 109. Section 5. P. 425-432.
367. Schwartz S.E., Mettrick C.J. Mechanisms of Engine Wear and Engine Oil Degradation in Vehicles Using M85 or Gasoline. *SAE Transactions. Section 4: Journal of Fuels & Lubricants*. 1994. Vol. 103. P. 1711-1726.
368. Seals: Failure Analysis Guide. Eliminate Potential and Future Problems. Cleveland: Systemseals, 2014. 22 p.
369. Self-study Programme 427. The BiFuel LPG Drive. Design and Function. VW Service Training. Wolfsburg: Volkswagen AG, 2010. 55 p.
370. Self-study Programme 511. The New EA211 Petrol Engine Family. VW Service Training. Wolfsburg: Volkswagen AG, 2013. 64 p.
371. Shenoy P.S. Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod / P. S. Shenoy. Toledo: The University of Toledo, 2004. 188 p.
372. Shenoy P.S., Fatemi A. Dynamic analysis of loads and stresses in connecting rods. *J.Mechanical Engineering Science*. Proc.IMechE. 2006. 220(C). P. 615–

624. DOI: https://doi.org/10.1243/09544062JMES105 (date of access: 27.03.2020)

373. Shinde H.M., Bewoor A.K. Evaluating petrol engine oil deterioration through oxidation and nitration parameters by low-cost IR sensor. *Applied Petrochemical Research*. 2020. 10. P. 83–94. DOI: https://doi.org/ 10.1007/s13203-020-00248-6 (date of access: 27.03.2020)
374. Singhai T., Mishra A., Saxena R., Chhalotre S. Analysis and Performance of Automobile Engine Components Considering Thermal and Structural Effects. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. 2014. Vol.3. Issue 1. P. 8661–8666.
375. Silva F.S. Analysis of a vehicle crankshaft failure. Engineering Failure Analysis. 2003. Vol.10. P. 605–616.
376. Silva F.S. Fatigue on engine pistons – A compendium of case studies. Engineering Failure Analysis. 2006. Vol.13. P. 480–492.
377. Singh R.C., Lal R., Ranganath M.S., Chaudhary R. Failure of Piston in I C Engines: A R eview. *International Journal Of Modern Engineering Research (IJMER)*. 2014. Vol. 4. Iss. 9. P. 1–10. URL: https://scispace.com/pdf/failure-of-piston-in-ic-engines-a-review-47g965xnxh.pdf (date of access: 15.01.2025)
378. Special Study – Accidents Involving Engine Failure/Malfunction. U.S. General Aviation, 1965-1969. Report No.: NTSB-AAS-72-10. Washington: National Transportation Safety Board, 1972. 211 p.
379. Stachowiak G.W., Batchelor A.W. Engineering Tribology. 3rd ed. / G .W. Stachowiak, ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann; 2005. 482 p.
380. Stenquist P. Can Using the Wrong Octane Fuel Lead to Disaster? *New York Times*. 30.03.2010. URL: https://wheels.blogs.nytimes.com/2010/03/30/can–using–the–wrong–octane–fuel–lead–to–disaster/ (date of access: 27.03.2020)
381. StotsKy A.A. Automotive Engines. Control, Estimation, Statistical Detection. Berlin: Springer, 2009. 215 p.
382. Strozzi A., Baldini A., Giacopini M. A repertoire of failures in connecting rods for internal combustion engines, and indications on traditional and advanced

design methods. *Engineering Failure Analysis*, November 2015. 18 p. DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.034 (date of access: 05.02.2023)

383. Sukhapure K., Burns A., Mahmud T., Spooner J. CFD Modelling and Validation of Head Losses in Pipe Bifurcations. *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics;* Proceeding. July 17-19, 2017, International Centre for Heat and Mass Transfer, Portorož, Slovenia/ American Society of Thermal and Fluids Engineers, 2017. P. 489–494. URL: https://www.academia.edu/86325953/CFD_Modelling_and_Validation_of_Head_Losses_in_Pipe_Bifurcations (date of access: 15.01.2025)
384. 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 (date of access: 05.02.2023)
385. Sutherland K. Filters and Filtration Handbook. Oxford: Elsevier Ltd., 2008. 523 p.
386. Thakur S.S., Patil G. Harmonic Analysis of Connecting rod using ANSYS. *International Journal for Science and Advance Research in Technology*. 2017. 3 (1). P. 104-110. URL: https://www.academia.edu/31099093/Harmonic_Analysis_of_Connecting_rod_using_ANSYS (date of access: 15.01.2025)
387. Thermal Analysis Guide. ANSYS, Inc. Canonsburg: SAS IP, Inc., 2009. 82 p.
388. 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://dx.doi.org/10.3390/w11010016 (date of access: 05.02.2023)
389. Taylor C.F. Lubrication Regimes and the Internal Combustion Engine. Engine Tribology. 1993. P. 75-87.
390. Taylor C.F. The internal combustion engine in theory and practice, Volume 2: Combustion, fuels, materials, design. Second Edition, Revised. Cambridge, The MIT Press, 1999. 679 p.
391. Teikin Engine Components Catalogue. Volume 13 – Pistons, Cilinder Liners, Liner Kit Sets. Jakarta: Teikin, PT.Edico Utama, Kawasan Industri, 2011. 247p.

392. The Role of Engine Oil Viscosity in Low Temperature Cranking and Starting. SAE. Amsterdam: Elsevier, 1966. 232 p.
393. The Turbo for the Aftermarket. Turbochargers by Mahle. Technical information MO–4–811. Ann Arbor: MAHLE Clevite Inc., 2009. 8 p.
394. Thelning K.-E. Steel and Its Heat Treatment. London: Butterworth-Heinemann, 2013. 570 p.
395. Terry L., Baker A. Racing Car Design and Development. 1st Ed. Edition. Cambridge: Robert Bentley, Inc., 1973. 274 p.
396. Total. Fuel Dilution of Engine Oil: Causes and Effects. Total Lubricants. 11.09.2017. URL: https://www.lubricants.total.com/news-press-releases/fuel-dilution-engine-oil-causes-and-effects (date of access: 05.02.2023)
397. Tracy D. How NASCAR Engineers Use High–Powered Microscopes To Understand Engine Failures. JALOPNIK, 16.05.17. URL: https://jalopnik.com/how-nascar-engineers-use-high-powered-micro-scopes-to-un-1794813191 (date of access: 15.01.2025)
398. Trautmann P., Durst M., Pelz A., Moser N. High performance nanofibre coated filter media for engine intake air filtration. *AFS 2005 Conference and Expo*, 18th Annual Conference, April 10-13, 2005 /American Filtration and Separations Society, 2005. 9 p. URL: https://www.researchgate.net/publication/292649030 (date of access: 15.01.2025)
399. Turbocharger: Damage Profiles, Causes, and Prevention. Technical information Mahle MO–2–613. Ann Arbor: MAHLE Clevite Inc., 2015. 15 p.
400. Mahle Clevite Inc. Turbocharger: Damage Profiles, Causes, and Prevention. Technical Information. Ann Arbor: MAHLE Clevite Inc., 2015. 16 p.
401. Valve damage and causes. TRW / MSI Motor Service, KSPG Automotive Group, 50 003 976–09, 2010. 4 p.
402. Van Basshuysen R. Gasoline Engine with Direct Injection. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2009. 468 p.

403. Van Basshuysen R., Schäfer F. Internal Combustion Engine. Basics, Components, Systems, and Perspectives. Warrendale: SAE International, 2004. 812 p.
404. Varbanets R.A., Rudenko S.V., Yarovenko V.A., Kucherenko Y.M. Vibration Diagnostics Methods of Marine Diesel Engines with Turbocharger. *Conference NATO STO Meeting: Transitioning Gas Turbine Instrumentation from Test Cells to On-Vehicle*. Applications STO-MP-AVT-306, Athens, February 2019/ Athens, Greece, 2019. P. 9-1 – 9-13.
405. Vehicle cooling. A c ompact guide for the workshop. Stuttgart: MAHLE Aftermarket GmbH, 2012. 76 p.
406. Victor Reinz. MLS Cylinder–head Gaskets and Damage Analysis. Tips and Practical Information No.5. Neu–Ulm: Power Technologies Group, REINZ–Dichtungs–GmbH, 2010. 8 p.
407. Von Durst M., Klein G.M., Moser N. Filtration in Fahrzeugen: Grundlagen und Beispiele zur Luft-, Öl- und Kraftstofffiltration Verlab moderne industrie. Gebundene Ausgabe, 2002. 94 p.
408. Wakiru J., Pintelon L., Chemweno P., Muchiri P. Analysis of lubrication oil contamination by fuel dilution with application of cluster analysis. *XVII International Scientific Conference on Industrial Systems* (IS'17). Novi Sad, October 4–6, 2017/ Novi Sad: University of Novi Sad. P. 252-257. URL: https://www.iim.ftn.uns.ac.rs/is17/papers/45.pdf (date of access: 15.01.2025)
409. Wang C.S., Berry G.F. Heat Transfer in I nternal Combustion Engines. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 10017 85–WA/HT–23, 2017. P. 1–7.
410. Watson N., Janota M.S. Turbocharging the Internal Combustion Engine. London: Red Globe Press, 1982. 624 p.
411. Wishniewsky T.S., Furmansky P. Termal Contact Conductance of Valve Face/Seat Interface in IC Engine. Conductivity 24. Joint Conference. Pittsburg, 1999. P.97-104.

412. Yadav R., Sanjay B.E. Thermodynamics & Heat Engines. Allahabad: Central Publishing House, 2001. 746 p.
413. Yamagata, H. The science and technology of materials in automotive engines. Cambridge: Publishing Limited, 2005. 318 p.
414. Yamaha Parts Fauilure Identification Guide. LIT-11661-00-PF. Buena Park: Yamaha Motor Corporation, 2001. 72p.
415. Zhang Q., Zuo Z., Liu J. Failure analysis of a diesel engine cylinder head based on finite element method. *Engineering Failure Analysis*. 2013. 34. P. 51-58. DOI: http://doi.org/ 10.1016/j.engfailanal.2013.07.023 (date of access: 15.01.2025)
416. 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). P. 971–980. DOI: http://doi.org/10.4209/aaqr.2018.05.0197 (date of access: 15.01.2025)
417. Zhiwei Yu., Xiaolei Xu., Hongxin D. Failure analysis of a diesel engine piston–pin. *Engineering Failure Analysis*. 2007. 14(1). P. 110-117. DOI: http://doi.org/ 10.1016/j.engfailanal.2005.12.004 (date of access: 15.01.2025)
418. Zhiwei Yu., Xiaolei Xu. Failure analysis of a diesel engine crankshaft. *Engineering Failure Analysis*. 2005. Vol.12. P. 487–495. DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2004.10.001 (date of access: 15.01.2025)
419. Zieher F., Langmayr F., Jelatancev A., Wieser K. Thermal Mechanical Fatigue Simulation of Cast iron Cylinder Heads. SAE Technical Paper 2005-01-0796, 2005. P. 1-13. DOI: https://doi.org/10.4271/2005-01-0796 (date of access: 15.01.2025)