

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»

Кваліфікаційна наукова робота
на правах рукопису

Кривий Марк Олександрович

УДК 629.5

ДИСЕРТАЦІЯ

**ВДОСКОНАЛЕННЯ МОНІТОРИНГУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ
КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ ІЗ
ВРАХУВАННЯМ НЕНЬЮТОНІВСЬКОЇ ПОВЕДІНКИ МАСТИЛ**

Спеціальність 271 – Морський та внутрішній водний транспорт

Галузь знань 27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 Марк КРИВИЙ

Науковий керівник
Сагін Сергій Вікторович
доктор технічних наук, професор

Одеса – 2025

АНОТАЦІЯ

Кривий М. О. Вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил. – Кваліфікаційна наукова робота на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 271 – «Морський та внутрішній водний транспорт» (галузь знань 27 – «Транспорт»). – Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, 2025.

Дисертаційне дослідження спрямоване на розв’язання важливого науково-практичного завдання – вдосконалення моніторингу і діагностики роботи сильнонавантажених рамових і шатунних підшипників ковзання суднової енергетичної установки, а також підшипників ковзання валів гребного гвинта і стерн, шляхом врахування неньютонівської поведінки мастил.

Об’єктом дослідження є гідродинамічні процеси при обертальному русі колінчатого валу та лінії валопроводу суднового пропульсивного комплексу.

Предметом дослідження процеси мащення елементів суднового пропульсивного комплексу.

Метою даного дисертаційного дослідження є удосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу за рахунок врахування неньютонівської поведінки мастил.

Головне завдання дисертаційного дослідження полягає в розробці нових алгоритмів і критеріїв моніторингу роботи сильно навантажених рамових і шатунних підшипників ковзання суднової енергетичної установки, а також лінії валопроводу та пов’язаних з нею упорних, опорних та дейдвудних підшипників, із врахуванням неньютонівської поведінки мастил, що забезпечують їх мащення.

Вирішення головного завдання даного дисертаційного дослідження зведено до розв’язання наступних допоміжних задач:

- 1) розв'язання граничної задачі, яка описує гідродинамічні процеси в підшипниках ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівської поведінки мастил;
- 2) математичного моделювання роботи підшипника ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівської поведінки мастил;
- 3) розробка математичних моделей інтегральних характеристик із оцінки стану підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які враховують неньютонівську поведінку мастил;
- 4) розробка критеріїв моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які враховують неньютонівську поведінку мастил.

Наукова новизна отриманих результатів даного дисертаційного дослідження полягає в тому, що забезпечення процесу моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу (зокрема, рамових і шатунних підшипників дизеля, опорних та упорних підшипників лінії валопроводу, дейдвудних підшипників гвинтів і стерн) досягнуто шляхом врахування неньютонівських властивостей мастил.

В роботі досягнуті наступні результати:

вперше:

- ❖ побудовані нові, зручні в застосуванні математичні моделі для інтегральних характеристик підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які враховують неньютонівський характер поведінки мастил (зокрема, для коефіцієнтів навантаженості, спротиву обертанню, гідродинамічного тертя). До проведення досліджень існували, в основному, тільки табличні подання для інтегральних характеристик, які не враховували в'язкісні характеристики мастил;

- ❖ отримані нові математичні моделі для визначення границь робочої зони і кута максимального гідродинамічного тиску в підшипниках ковзання. До проведення досліджень існували, в основному, тільки табличні подання для вказаних кутів, що ускладнювало, або робило неможливим визначення максимального тиску в робочій зоні підшипника ковзання;
- ❖ запропоновані нові критерії і методику до моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які базуються на врахуванні неньютонівських властивостях мастил, зокрема, градієнті в'язкості. До проведення досліджень існували, в основному, критерії, які не враховували неньютонівські властивості мастил;

удосконалено:

- ❖ математичну модель роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівської поведінки мастил;
- ❖ розв'язання граничних задач, які описують гідродинамічні процеси в підшипниках ковзання суднового пропульсивного комплексу і враховують неньютонівську поведінку мастил;

знайшло подальший розвиток:

- ❖ методика використання критерію Зоммерфельда для визначення рідинного режиму роботи підшипників ковзання;
- ❖ методика до моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.

Наукова гіпотеза про можливість вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу за рахунок врахування неньютонівської поведінки мастил підтверджена теоретичними та експериментальними результатами.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що результати досліджень впроваджені при розробці алгоритмів процесу моніторингу підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу. Крім того, отримані результати можуть бути корисними для подальших наукових досліджень і розробок в цій галузі. Отримані наукові результати зумовлюють його наукове положення, яким є: застосування нових критеріїв роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, із урахуванням неньютонівських властивостей мастил, може бути застосовано з метою ефективності і зменшення ризиків виникнення аварійних ситуацій при роботі суднового пропульсивного комплексу.

Результати даного дисертаційного дослідження впроваджені:

- ❖ під час експлуатації т/х “Aquavita evolution”;
- ❖ під час експлуатації т/х “Roberta” класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тони;
- ❖ в освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія», зокрема:
 - гідродинамічні процеси в мастильному шарі рамових і шатунних важко навантажених підшипників ковзання, із врахуванням неньютонівської поведінки мастил – під час викладання освітнього компонента «Суднові двигуни внутрішнього згорання» (для здобувачів наукового ступеня бакалавр);
 - технологія забезпечення рідинних режимів мащення в підшипниках ковзання суднових енергетичних установок, які враховують градієнт в'язкості мастил – під час викладання освітнього компонента «Процеси перетворення енергії суднових силових установок» (для здобувачів наукового ступеня магістр);
 - технологія визначення і врахування неньютонівських характеристик суднових моторних мастил – під час викладання освітнього компонента

«Дослідницький практикум» (для здобувачів наукового ступеня доктор філософії).

Ключові слова: підшипник ковзання, мастильний шар, суднові енергетичні установки, судновий пропульсивний комплекс, головні двигуни, допоміжні двигуни, моніторинг робочого процесу, критерії роботи підшипників ковзання, моторне мастило, неньютонівські властивості мастил, градієнт в'язкості мастил, рівняння Рейнольдса, математичні моделі, інтегральні показники, коефіцієнт навантаженості, коефіцієнт спротиву обертання, коефіцієнт гідродинамічного тертя, характерні кути, процес мащення, система мащення, судновий дизель, морський транспорт.

Список опублікованих праці за темою дисертації.

Статті в наукових фахових виданнях України (категорії Б), що входять до

переліку наукових фахових видань України:

1. Сагін, С.В.; Кривий, М.О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових енергетичних установках. *Вісник ОНМУ*. **2020**, 2(62), 160-170. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2020-2-160-170>.

2. Сагін, С.В.; Кривий, М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів. *Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб.* Одеса: НУ "ОМА". **2021**, 27. 84 – 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

3. Кривий, О.Ф.; Міюсов, М.В.; Кривий, М.О. Математичне моделювання роботи судових гвинтів при різних режимах маневрування. *Судноводіння*. **2021**, 32, 71-87. DOI: 10.31653/2306-5761.32.2021.71-87.

4. Кривий, М.О.; Сагін, С.В. Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання судових дизелів. *Суднові енергетичні*

установки : науково-технічний збірник. Одеса: НУ «ОМА». **2021**, 43, 18-24. doi: 10.31653/smf43.2021.18-24.

5. Кривий, О. Ф.; Міусов М. В., Кривий М. О. Математичне моделювання роботи суднових стерн при різних режимах маневрування. *Судноводіння*. **2023**, 34, 93-114. DOI: 10.31653/2306-5761.34.2023.93-114.

6. Кривий, М. О. Визначення характерних кутів пар ковзання суднових енергетичних установок. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2023**, 47, 32-45. DOI: 10.31653/smf47.2023. 32-45.

7. Кривий О.Ф., Міусов М. В., Кривий М. О., Нові математичні моделі коефіцієнту упору і коефіцієнту моменту на валу гребного гвинта судна. *Судноводіння*. **2023**, 35, 60-75. DOI: 10.31653/2306-5761.35.2023.60-75.

8. Кривий М. О. Вдосконалення критеріїв для визначення режимів роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2024**, 49, 54 – 68. DOI: 10.31653/smf49.2024. 54-68.

Статті в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз

даних Scopus та Web of Science:

9. Kryvyi, O.; Miyusov M.; Kryvyi M. Construction and Analysis of New Mathematical Models of the Operation of Ship Propellers in Different Maneuvering Modes. *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. **2023**, 17 (1), 95-102. doi:10.12716/1001.17.01.09.

10. Kryvyi, O.; Miyusov, M. V.; Kryvyi, M. Analysis of Known and Construction of New Mathematical Models of Forces on a Ship's Rudder in an Unbounded Flow. Analysis. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. **2023**, 17(4), 831-839. DOI:10.12716/1001.17.04.09.

11. Kryvyi, O.; Miyusov, M. V.; Kryvyi, M. New mathematical models for the load factor of slip pairs in the ship propulsion system for non-Newtonian lubricants. *Pomorstvo*. **2024**, 38(1), 114–125. <https://doi.org/10.31217/p.38.1.9>.

Статті у збірках матеріалів міжнародних наукових конференцій

12. Кривий, М. О. Особливості реології моторних мастил при забезпеченні режимів змащення пар тертя суднових малообертових дизелів. *Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт»*, Частина 1. Одеса: НУ «ОМА». **2017**, с. 31 - 34.

13. Кривий, М. О. Забезпечення режимів мащення підшипникових вузлів малообертових дизелів при режимах пуску і реверсу. *Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції*. Миколаїв: Національний університет кораблебудування, **2017**, с. 74 - 78.

14. Кривий, М. О. Дослідження явищ стратифікації в'язкості моторного мастила в вузлах тертя суднових дизелів. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018*, – Херсон : Херсонська державна морська академія. **2018**, с. 321 - 324. https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/Матеріали_MINTT_2018.pdf.

15. Кривий, М. О.; Сагін, С. В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»* Одеса, НУ «ОМА». **2019**, с. 144 – 148. [dx.doi.org/10.31653/2706-7874](https://doi.org/10.31653/2706-7874).

16. Кривий, М. О.; Сагін, С. В. Визначення максимального контактного тиску в парах ковзання суднових енергетичних установок. *Матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і*

автоматика», Одеса: НУ «ОМА», **2021**. – с. 79-83. DOI:10.31653/2706-7874.SEEEA-2021.11.1-238.

17. Сагін, С. В.; Кривий, М. О. Вплив властивостей мастил на розподілу тиску в парах ковзання в судових енергетичних установках. *Матеріали першої міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології засобів транспорту»*, Харків-Миргород. **2021**, 89-90. http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

18. Кривий О. Ф.; Міюсов, М. В.; Кривий М. О. Вплив зміни фазових координат руху судна на характеристики роботи гребного гвинта. *Матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ «ОМА», **2022**, с.40-43. DOI:10.31653/2706-7874.SEEEA-2022.11.1-203.

19. Кривий М. О. Математичні моделі мастильного шару в парах ковзання судових енергетичних установок. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ ОМА, **2023**, с.118-121. <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2023.22.11.23.pdf>.

20. Кривий О.Ф.; Міюсов, М. В.; Кривий, М. О. Математичні моделі коефіцієнта корисної дії судових гвинтів. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, – Одеса: НУ ОМА, **2023**, с.126-129 <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2023.22.11.23.pdf>.

21. Кривий М. О. Критерій застосовності неньютонівських мастил в підшипниках ковзання судових енергетичних установках. *Матеріали XIV міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, 19.11.2024 - 20.11.2024. – Одеса: НУ ОМА, **2024**. – С.75-78 <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2024.19.11.24.pdf> .

З наукових праць, що опубліковані у співавторстві, використано виключно ті результати, що належать автору особисто, зокрема: [1], [2], [4], [15] – розв’язання відповідних математичних моделей, визначення гідродинамічного і контактного тиску, визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання, аналіз отриманих результатів; [3], [5], [7] – визначення моментів і сил в підшипниках ковзання гвинтових і стернових валів, аналіз отриманих результатів; [9], [10], [20] – математичне моделювання та визначення моментів і сил в сильно навантажених підшипниках ковзання гвинтових і стернових валів, аналіз отриманих результатів; [11], [16], [17] – побудова і розв’язання рівняння Рейнольдса, визначення розподілу диску в підшипнику ковзання, побудова і валідація нових математичних моделей інтегральних характеристик, отримання нових критеріїв режимів роботи підшипників ковзання; [18], [20] – математичне моделювання процесів в підшипниках ковзання гвинтових і стернових валів, визначення коефіцієнтів корисної дії, аналіз отриманих результатів

ABSTRACT

Kryvyi M. O. *Improvement of Monitoring of Sliding Bearings in Marine Propulsion Systems Considering the Non-Newtonian Behavior of Lubricants – Qualification scientific work as a manuscript.*

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 271 – "Maritime and Inland Water Transport" (field of knowledge 27 – "Transport"). – National University "Odessa Maritime Academy", Odesa, 2025.

This dissertation research is aimed at solving an important scientific and practical task – the improvement of monitoring and diagnostics of the operation of heavily loaded main and connecting rod sliding bearings in marine power plants, as well as the sliding bearings of propeller shafts and stern tubes, by considering the non-Newtonian behavior of lubricants.

The object of the research is hydrodynamic processes during the rotational motion of the crankshaft and shaft line of a marine propulsion system.

The subject of the research is the lubrication processes of the elements in the marine propulsion system.

The aim of this dissertation is to improve the monitoring of sliding bearing performance in marine propulsion systems by accounting for the non-Newtonian behavior of lubricants.

The main task of the dissertation is the development of new algorithms and criteria for monitoring the performance of heavily loaded main and connecting rod sliding bearings in marine power plants, as well as the shaft line and its associated thrust, support, and stern tube bearings, taking into account the non-Newtonian behavior of lubricants used for their lubrication.

To achieve the main task, the following auxiliary objectives were addressed:

1. Solving the boundary problem describing hydrodynamic processes in the sliding bearings of the marine propulsion system, taking into account the non-Newtonian behavior of lubricants;

2. Mathematical modeling of the operation of sliding bearings in the marine propulsion system, considering the non-Newtonian behavior of lubricants;
3. Development of mathematical models for integral characteristics used to assess the condition of sliding bearings in the marine propulsion system, which incorporate the non-Newtonian behavior of lubricants;
4. Development of monitoring criteria for the operation of sliding bearings in the marine propulsion system, considering the non-Newtonian behavior of lubricants.

Scientific novelty of the obtained results lies in the implementation of non-Newtonian lubricant properties into the monitoring processes of sliding bearings in marine propulsion systems (in particular, main and connecting rod bearings of diesel engines, support and thrust bearings of the shaft line, and stern tube bearings of propellers and rudders).

For the first time:

- New, easy-to-use mathematical models have been developed for the integral characteristics of sliding bearings in marine propulsion systems, which consider the non-Newtonian behavior of lubricants (specifically for load factor, rotational resistance, and hydrodynamic friction coefficients). Prior to this research, such characteristics were mainly available only in tabular form and did not account for lubricant viscosity properties;
- New mathematical models were developed to determine the limits of the working area and the angle of maximum hydrodynamic pressure in sliding bearings. Previously, these values were also presented only in tabular form, complicating or preventing accurate determination of maximum pressure zones;
- New criteria and a methodology for monitoring the operation of sliding bearings in marine propulsion systems were proposed, based on the consideration of non-Newtonian lubricant properties, particularly viscosity gradients. Before this research, existing criteria did not account for such properties.

Improved:

- Mathematical models for the operation of sliding bearings in marine propulsion systems considering the non-Newtonian behavior of lubricants;
- Solutions to boundary problems describing hydrodynamic processes in sliding bearings, incorporating the non-Newtonian behavior of lubricants.

Further developed:

- The use of the Sommerfeld criterion to determine fluid lubrication regimes in sliding bearings;
- The methodology for monitoring sliding bearings in marine propulsion systems.

The scientific hypothesis regarding the possibility of improving monitoring of sliding bearing performance in marine propulsion systems by considering the non-Newtonian behavior of lubricants was confirmed through theoretical and experimental results.

Practical significance of the obtained results lies in their implementation during the development of monitoring algorithms for sliding bearings in marine propulsion systems. Moreover, these results can be valuable for further research and development in this field. The scientific findings support the following thesis: the application of new performance criteria for sliding bearings, taking into account the non-Newtonian properties of lubricants, can enhance efficiency and reduce the risk of emergency situations in the operation of marine propulsion systems.

The results of this dissertation have been implemented:

- During the operation of m/v *“Aquavita Evolution”*;
- During the operation of m/v *“Roberta”*, a Bulk Carrier with 37,620 tons deadweight;
- In the educational process of the National University "Odessa Maritime Academy", particularly:
- Hydrodynamic processes in the lubricating layer of heavily loaded main and connecting rod sliding bearings, considering the non-Newtonian behavior of

lubricants – in the educational component "*Marine Internal Combustion Engines*" (Bachelor's level);

- Technology for ensuring fluid lubrication regimes in sliding bearings of marine power plants, considering lubricant viscosity gradients – in the course "*Energy Conversion Processes in Marine Power Plants*" (Master's level);
- Technology for identifying and considering non-Newtonian characteristics of marine engine oils – in the course "*Research Workshop*" (PhD level).

Keywords: sliding bearing, lubricating layer, marine power plants, marine propulsion system, main engines, auxiliary engines, operation monitoring, sliding bearing performance criteria, engine oil, non-Newtonian lubricant properties, viscosity gradient, Reynolds equation, mathematical models, integral characteristics, load factor, rotational resistance coefficient, hydrodynamic friction coefficient, characteristic angles, lubrication process, lubrication system, marine diesel engine, maritime transport.

List of Publications

Articles in Ukrainian scientific journals (category B) included in the List of Scientific Professional Editions of Ukraine:

1. Сагін, С.В.; Кривий, М.О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у судових енергетичних установках. *Вісник ОНМУ*. **2020**, 2(62), 160-170. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2020-2-160-170>.

2. Сагін, С. В.; Кривий, М. О. Розрахунок контактної тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів. *Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб.* Одеса: НУ "ОМА". **2021**, 27. 84 – 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.

3. Кривий, О.Ф.; Міусов, М.В.; Кривий, М.О. Математичне моделювання роботи судових гвинтів при різних режимах маневрування. *Судноводіння*. **2021**, 32, 71-87. DOI: 10.31653/2306-5761.32.2021.71-87.

4. Кривий, М.О.; Сагін, С.В. Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання судових дизелів. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2021**, 43, 18-24. doi: 10.31653/smf43.2021.18-24.

5. Кривий, О.Ф.; Міусов, М.В., Кривий, М.О. Математичне моделювання роботи судових стерн при різних режимах маневрування. *Судноводіння*. **2023**, 34, 93-114. DOI: 10.31653/2306-5761.34.2023.93-114.

6. Кривий, М.О. Визначення характерних кутів пар ковзання судових енергетичних установок. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2023**, 47, 32-45. DOI: 10.31653/smf47.2023. 32-45.

7. Кривий О.Ф., Міусов М.В., Кривий М.О. Нові математичні моделі коефіцієнту упору і коефіцієнту моменту на валу гребного гвинта судна. *Судноводіння*. **2023**, 35, 60-75. DOI: 10.31653/2306-5761.35.2023.60-75.

8. Кривий М.О. Вдосконалення критеріїв для визначення режимів роботи підшипників ковзання судового пропульсивного комплексу. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2024**, 49, 54 – 68. DOI: 10.31653/smf49.2024. 54-68.

Articles in international journals indexed in Scopus and Web of Science
international scient metric databases:

9. Kryvyi, O.; Miyusov M.; Kryvyi M. Construction and Analysis of New Mathematical Models of the Operation of Ship Propellers in Different Maneuvering Modes. *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. **2023**, 17 (1), 95-102. doi:10.12716/1001.17.01.09.

10. Kryvyi, O.; Miyusov, M. V.; Kryvyi, M. Analysis of Known and Construction of New Mathematical Models of Forces on a Ship's Rudder in an Unbounded Flow. Analysis. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. **2023**, 17(4), 831-839. DOI:10.12716/1001.17.04.09.

11. Kryvyi, O.; Miyusov, M. V.; Kryvyi, M. New mathematical models for the load factor of slip pairs in the ship propulsion system for non-Newtonian lubricants. *Pomorstvo*. **2024**, 38(1), 114–125. <https://doi.org/10.31217/p.38.1.9>

Articles in Collections of Proceedings of International Scientific Conferences

12. Кривий, М. О. Особливості реології моторних мастил при забезпеченні режимів змащення пар тертя суднових малооборотових дизелів. *Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт»*, Частина 1. Одеса: НУ «ОМА». **2017**, с. 31 - 34.

13. Кривий, М. О. Забезпечення режимів мащення підшипникових вузлів малооборотових дизелів при режимах пуску і реверсу. *Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції*. Миколаїв: Національний університет кораблебудування, **2017**, с. 74 - 78.

14. Кривий, М. О. Дослідження явищ стратифікації в'язкості моторного мастила в вузлах тертя суднових дизелів. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018*, – Херсон : Херсонська державна морська академія. **2018**, с. 321 - 324. [https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/ Матеріали_MINTT_2018.pdf](https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/Матеріали_MINTT_2018.pdf).

15. Кривий, М. О.; Сагін, С. В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в суднових енергетичних установках. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»* Одеса, НУ «ОМА». **2019**, с. 144 – 148. [dx.doi.org/10.31653/2706-7874](https://doi.org/10.31653/2706-7874).

16. Кривий, М. О.; Сагін, С. В. Визначення максимального контактного тиску в парах ковзання суднових енергетичних установок. *Матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і*

автоматика», Одеса: НУ «ОМА», **2021**. – с. 79-83. DOI:10.31653/2706-7874.SEEEA-2021.11.1-238.

17. Сагін, С. В.; Кривий, М. О. Вплив властивостей мастил на розподілу тиску в парах ковзання в судових енергетичних установках. *Матеріали першої міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології засобів транспорту»*, Харків-Миргород. **2021**, 89-90. http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

18. Кривий О. Ф.; Міюсов, М. В.; Кривий М. О. Вплив зміни фазових координат руху судна на характеристики роботи гребного гвинта. *Матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ «ОМА», **2022**, с.40-43. DOI:10.31653/2706-7874.SEEEA-2022.11.1-203.

19. Кривий М. О. Математичні моделі мастильного шару в парах ковзання судових енергетичних установок. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ ОМА, **2023**, с.118-121. <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2023.22.11.23.pdf>.

20. Кривий О.Ф.; Міюсов, М. В.; Кривий, М. О. Математичні моделі коефіцієнта корисної дії судових гвинтів. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, – Одеса: НУ ОМА, **2023**, с.126-129 <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2023.22.11.23.pdf>.

21. Кривий М. О. Критерій застосовності неньютонівських мастил в підшипниках ковзання судових енергетичних установках. *Матеріали XIV міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, 19.11.2024 - 20.11.2024. – Одеса: НУ ОМА, **2024**. – С.75-78 <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2024.19.11.24.pdf>.

From the co-authored scientific works, only the results that belong personally to the author were used, in particular: [1], [2], [4], [15] – solving the corresponding mathematical models, determining hydrodynamic and contact pressure, identifying the influence of engine oil properties on pressure distribution in sliding pairs, and analyzing the obtained results; [3], [5], [7] – determining moments and forces in the sliding bearings of propeller and rudder shafts, and analyzing the obtained results; [9], [10], [20] – mathematical modeling and determination of moments and forces in heavily loaded sliding bearings of propeller and rudder shafts, and analysis of the obtained results; [11], [16], [17] – formulation and solution of the Reynolds equation, determination of pressure distribution in sliding bearings, development and validation of new mathematical models of integral characteristics, and derivation of new criteria for operating regimes of sliding bearings; [18], [20] – mathematical modeling of processes in sliding bearings of propeller and rudder shafts, determination of efficiency coefficients, and analysis of the obtained results.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ	24
ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ ПОЗНАЧЕНЬ	24
ВСТУП	27
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ, ПОВ'ЯЗАНИХ ІЗ МОНІТОРИНГОМ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ	35
1.1. Аналіз літературних джерела щодо діагностики і моніторингу роботи суднового пропульсивного комплексу, які базуються на зовнішніх показниках і параметрах.	35
1.2. Аналіз літературних джерела щодо діагностики і моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які використовують фізико-хімічні властивості мастил	41
1.3. Аналіз літературних джерел, присвяченим теоретичним і експериментальним дослідженням роботи підшипників ковзання	46
1.4. Аналіз літературних джерел присвячених теоретичним і експериментальним дослідженням властивостей мастил, що використовуються з метою мащення підшипників ковзання	58
1.5. Аналіз основних фізико-технічних характеристик підшипників ковзання для деяких типів суднових енергетичних установок	64
1.6. Висновки до першого розділу та постановка завдання дослідження	72
РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	74
2.1. Вибір та обґрунтування напрямку і теми дисертаційного дослідження	74
2.2. Мета та обґрунтування головного завдання досліджень	76

2.3. Методика розв'язання та обґрунтування допоміжних завдань дослідження	79
2.4 Висновки до другого розділу	81
РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЦІЛЕЙ, ЕТАПІВ І КРИТЕРІЇВ	84
МОНІТОРИНГУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ	
3.1 Цілі, задачі і етапи діагностики та моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу	84
3.2. Режими роботи пар ковзання.	88
3.3. Критерії моніторингу і діагностики роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які працюють в режимах близьких до граничних	92
3.3.1. Критерій по максимальному навантаженню	92
3.3.2. Критерій по максимальній швидкості ковзання.	94
3.3.3. Навантажувально-швидкісний критерій	96
3.4. Критерії моніторингу і діагностики роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які працюють в режимі рідинного тертя-ковзання	98
3.4.1. Аналіз роботи підшипників ковзання за допомогою діаграми Герсі-Штрібека	98
3.4.2. Критерій Зоммерфельда режимів роботи підшипників ковзання	101
3.4.3. Критерій по мінімальній в'язкості мастил підшипників ковзання	108
3.4.4. Критерій по мінімальній товщині масляного шару підшипників ковзання	109
3.4.5. Температурні критерії робочої зони підшипників ковзання	110
3.5. Висновки до третього розділу	113

РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕГРАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ ІЗ УРАХУВАННЯМ НЕНЬЮТОНІВСЬКОЇ ПОВЕДІНКИ МАСТИЛ	116
4.1. Постановка задачі, основні гіпотези, математична модель	116
4.1.1. Диференціальні рівняння руху мастильного шару в парі ковзання	117
4.1.2. Математична модель плоского руху мастильного шару в парі ковзання	119
4.2. Визначення розподілу питомого тиску і зсувних напружень в мастильному шарі	124
4.2.1. Визначення розподілу питомого тиску	124
4.2.2. Визначення розподілу зсувних напружень в мастильному шарі	126
4.3. Визначення коефіцієнту навантаженості і кута лінії центрів для неньютонівських мастил	128
4.4. Визначення уточнених коефіцієнтів спротиву і коефіцієнтів гідродинамічного тертя на цапфі і вкладиші для неньютонівських мастил	131
4.5. Основні результати і висновки до четвертого розділу	135
РОЗДІЛ 5. ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ ІЗ УРАХУВАННЯМ НЕНЬЮТОНІВСЬКОЇ ПОВЕДІНКИ МАСТИЛ	139
5.1. Застосування методу варіації границь до розв'язання граничних задач гідродинаміки мастильного шару підшипників ковзання суднових енергетичних установок	139
5.2. Побудова математичних моделей характерних кутів підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу	146

5.3. Числове моделювання розподілу гідродинамічного тиску в підшипнику ковзання	156
5.4. Побудова математичних моделі коефіцієнта навантаженості підшипника ковзання із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил	167
5.4.1. Побудова математичної моделі коефіцієнта навантаженості для ньютонівських мастил	167
5.4.2. Побудова математичної моделі залежності відносного ексцентриситету від коефіцієнта навантаженості.	170
5.4.3. Побудова математичної моделі коефіцієнта навантаженості підшипника ковзання для неньютонівських мастил	171
5.4.4. Числове моделювання коефіцієнта навантаженості підшипника ковзання для неньютонівських мастил	179
5.5 Побудова математичних моделей коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя підшипника ковзання із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил	184
5.5.1 Побудова математичних моделей коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя для ньютонівських	185
5.5.2 Побудова математичних моделей коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя підшипників ковзання для неньютонівських	190
5.5.3 Числове моделювання коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя підшипників ковзання для неньютонівських	197
5.6. Основні результати і висновки до п'ятого розділу	205
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА КРИТЕРІЇВ МОНІТОРИНГУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ, ЯКІ ВРАХОВУЮТЬ НЕНЬЮТОНІВСЬКУ ПОВЕДІНКУ МАСТИЛ	209

6.1. Критерій рідинного режиму роботи підшипників ковзання із урахуванням неньютонівської поведінки мастил	209
6.2. Критерії рідинного режиму роботи підшипників ковзання по градієнту в'язкості мастил	216
6.3. Уточнення критерію рідинного режиму роботи ПК по мінімальній в'язкості із урахуванням неньютонівської поведінки мастил	220
6.4. Експериментальні дослідження поведінки градієнту в'язкості мастил в процесі експлуатації суднових дизелів	223
6.4.1. Дослідження факторів, які призводять до зміни в'язкістних характеристик моторних мастил в процесі експлуатації суднових двигунів	226
6.4.2. Експериментальні дослідження поведінки градієнту в'язкості мастил Mobilgard™ 300 С в умовах експлуатації головного суднового дизеля Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7	231
6.4.3. Експериментальні дослідження поведінки градієнту мастил Mobilgard™ 430 в умовах експлуатації допоміжного суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32	238
6.5. Основні результати і висновки до шостого розділу	245
ВИСНОВКИ	248
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	252
ДОДАТОК А Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження	274

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

СЕУ	–	суднова енергетична установка
СПК	–	судновий пропульсивний комплекс
ПК	–	підшипник ковзання
РП	–	рамові підшипники
ШП	–	шатунні підшипники
ГД	–	головний двигун
ДД	–	допоміжний двигун
SAE	–	Society of Automotive Engineers
ІМО	–	International Marine Organization

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ ПОЗНАЧЕНЬ

Позначення	Розмірність	Назва
R_1, R_2	$[м]$	радіуси цапфи і вкладиша
$d = 2R_1$	$[м]$	діаметр цапфи
L	$[м]$	довжина підшипника
$l_d = L/d$	–	відношення довжини до діаметра ПК
$\delta = R_2 - R_1$	$[м]$	радіальний зазор
$\delta_0 = \delta/R_1$	–	відносний радіальний зазор
ε	$[м]$	ексцентриситет центрів тіл пар ковзання
$\varepsilon_0 = \varepsilon/\delta$	–	відносний ексцентриситет
v	$[м/с]$	колова швидкість підшипника ковзання
n	$[обр/хв]$	частота обертання цапфи
n_0	$[обр/хв]$	частота обертання цапфи усталеному режимі
ω	$[rad/с]$	кутова швидкість цапфи

ω_0	$\left[\frac{rad}{c} \right]$	кутова швидкість цапфи при усталеному режимі
μ	$[Pa \cdot c]$	динамічна в'язкість
μ_0	$[Pa \cdot c]$	динамічна в'язкість мастила, яка відповідає зовнішньому тиску
ξ	$[Pa^{-1}]$	п'єзокоефіцієнт в'язкості мастил
$G_{\mu 0} = \xi \mu_0$	$[c]$	градієнт в'язкості атмосферному тиску
ν	$\left[\frac{m^2}{c} \right]$	кінематична в'язкість
ρ	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	густина мастил
c	$\left[\frac{Дж}{кг \cdot K} \right]$	питома теплоємність
α	$\left[\frac{Вт}{m^2 K} \right]$	коефіцієнт теплопередачі ПК
$p = p(\varphi)$	$[Pa]$	гідродинамічний тиск в мастильному шарі
$\tilde{p} = \tilde{p}(\varphi)$	-	відносний гідродинамічний тиск
$k_1 = \frac{p}{\tilde{p}} = \frac{\mu_0 \omega_0}{\delta_0^2}$	$[Pa]$	нормуючий коефіцієнт питомого тиску
$\tau_\varphi = \tau_\varphi(\varphi, y)$	$\left[\frac{H}{m} \right]$	зсувні напруження в мастильному шарі
$\tilde{\tau}_{\varphi n}$	-	відносні зсувні напруження
$k_2 = \frac{\tau_{\varphi n}}{\tilde{\tau}_{\varphi n}} = \frac{\mu_0 \omega_0}{\delta_0}$	$\left[\frac{H}{m} \right]$	нормуючий коефіцієнт зсувних напружень
$h = h(\varphi)$	$[m]$	товщина мастильного шару
φ_1, φ_2	$[град]$	кути початку і кінця робочої зони мастильного шару
φ_0	$[град]$	кут максимального гідродинамічного тиску
$\varphi_{\varepsilon \delta}$	$[град]$	кут відхилення лінії центрів
R	$[H]$	величини радіального навантаження
R_T	$[H]$	величина дотичного навантаження
Φ_P	-	безрозмірні коефіцієнти навантаження
Φ_{Th} і Φ_{Tv}	-	коефіцієнт спротиву обертання на цапфі і втулці

f_{Th} і f_{Tv}	-	коефіцієнт гідродинамічного тертя на цапфі і втулці
Φ_{Th}^* і Φ_{Tv}^*	-	уточнені коефіцієнти спротиву обертання на цапфі і втулці
f_{Th}^* і f_{Tv}^*	-	уточнені коефіцієнти гідродинамічного тертя на цапфі і вкладиші:
G_f	-	числом Герсі
$[S_0]$	-	число Зомерфельда
Q_l	[Вт]	кількість теплоти за одиницю часу, що виділяється за рахунок роботи сил тертя в масляному шарі
Q_o	[Вт]	кількістю теплоти за одиницю часу, що виводиться мастилом
Q_b	[Вт]	кількістю тепла за одиницю часу, що розсіюється через поверхню корпусу
T	[°C]	температури в робочій зоні ПК
T_{out}	[°C]	температури на вході ПК
T_{in}	[°C]	температура на виході ПК
T_{col}	[°C]	температура після масляного охолоджувача

ВСТУП

Актуальність теми. Морські і річкові перевезення є важливим елементом в системі світової глобальної торгівлі та кооперації і, в силу великої економічної ефективності, займають найбільшу частку всіх світових перевезень. Однією із основних задач суднохідних компаній є задача забезпечення економічної ефективності і доступності морських перевезень а також підтримання зростаючих екологічних стандартів. Обидві вказані задачі безпосередньо пов'язані із безаварійною експлуатацією судна в цілому і, із безаварійною роботою суднового пропульсивного комплексу (СПК), зокрема. Забезпеченню безаварійної роботи, уникненню аварійних ситуацій і шкідливих викидів присвячена увага Міжнародної морської організації. Зокрема, в прийнятому «Міжнародному кодексі по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забруднення» ((ISM-Code: резолюція А.741(18) із наступними поправками), чітко зазначається про необхідність постійного моніторингу роботи суднового пропульсивного комплексу (https://pus.overheid.nl/doc/PUC_2410_14/6/#8cb3b4aa-eb25-41d3-b0ab-d1fbc502b5c3). Це особливо є актуальним для постійно працюючих, сильно навантажених динамічних вузлів, таких як підшипники ковзання, зокрема, рамові, шатунні підшипники суднових двигунів, валів гребних гвинтів і стерн. Отже, забезпечення безаварійної роботи суднового пропульсивного комплексу є важливим і актуальним напрямком наукових досліджень, який має значний практичний інтерес, а вибір заявленої теми: *вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил*, є достатньо обґрунтованим в рамках наукової спеціальності 271 – морський та внутрішній водний транспорт.

Зв'язок роботи з науковими програмами, темами. Робота виконувалася відповідно до положень Транспортної стратегії України на період до 2030 року

(розпорядження КМУ 30.03.18 р. № 430-р); а також у рамках держбюджетної науково-дослідної роботи Національного університету «Одеська морська академія» «Прогнозування експлуатаційного технічного стану суднової пропульсивної установки на основі контролю її вібраційно-коливальних характеристик» № ДР 0119U001654 (2021–2024 рр.), у яких автор дисертації брав участь у виконанні окремих розділів.

Об’єктом дослідження є гідродинамічні процеси при обертальному русі колінчатого валу та лінії валопроводу суднового пропульсивного комплексу.

Предметом дослідження процеси мащення елементів суднового пропульсивного комплексу.

Метою даного дисертаційного дослідження є удосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу за рахунок врахування неньютонівської поведінки мастил.

Головне завдання дисертаційного дослідження полягає в розробці нових алгоритмів і критеріїв моніторингу роботи сильно навантажених рамових і шатунних підшипників ковзання суднової енергетичної установки, а також підшипників ковзання гвинтових і стернових валів, із урахуванням неньютонівської поведінки мастил.

Вирішення головного завдання даного дисертаційного дослідження зведено до розв’язання наступних допоміжних задач:

- 1) розв’язання граничної задачі, яка описує гідродинамічні процеси в підшипниках ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівської поведінки мастил;
- 2) математичного моделювання роботи підшипника ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівської поведінки мастил;

- 3) розробка математичних моделей інтегральних характеристик із оцінки стану підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які враховують неньютонівську поведінку мастил;
- 4) розробка критеріїв моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які враховують неньютонівську поведінку мастил.

Наукова новизна отриманих результатів даного дисертаційного дослідження полягає в тому, що забезпечення процесу моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу (зокрема, рамових і шатунних підшипників дизеля, опорних та упорних підшипників лінії валопроводу, дейдвудних підшипників гвинтів і стерн) досягнуто шляхом врахування неньютонівських властивостей мастил.

В роботі досягнуті наступні результати:

вперше:

- ❖ побудовані нові, зручні в застосуванні математичні моделі для інтегральних характеристик підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які враховують неньютонівський характер поведінки мастил (зокрема, для коефіцієнтів навантаженості, спротиву обертанню, гідродинамічного тертя). До проведення досліджень існували, в основному, тільки табличні подання для інтегральних характеристик, які не враховували в'язкісні характеристики мастил;
- ❖ отримані нові математичні моделі для визначення границь робочої зони і кута максимального гідродинамічного тиску в підшипниках ковзання. До проведення досліджень існували, в основному, тільки табличні подання для вказаних кутів, що ускладнювало, або робило неможливим визначення максимального тиску в робочій зоні підшипника ковзання;
- ❖ запропоновані нові критерії і методика до моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, які базуються на врахуванні

неньютонівських властивостях мастил, зокрема, градієнті в'язкості. До проведення досліджень існували, в основному, критерії, які не враховували неньютонівські властивості мастил;

удосконалено:

- ❖ математичну модель роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із урахуванням неньютонівської поведінки мастил;
- ❖ розв'язання граничних задач, які описують гідродинамічні процеси в підшипниках ковзання суднового пропульсивного комплексу і враховують неньютонівську поведінку мастил;

знайшло подальший розвиток:

- ❖ методика використання критерію Зоммерфельда для визначення рідинного режиму роботи підшипників ковзання;
- ❖ методика до моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.

Наукова гіпотеза про можливість вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу за рахунок врахування неньютонівської поведінки мастил підтверджена теоретичними та експериментальними результатами.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що результати досліджень можуть бути впроваджені при розробці нових підходів до процесу моніторингу підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу. Крім того, отримані результати можуть бути корисними для подальших наукових досліджень і розробок в цій галузі. Отримані в цьому дисертаційному дослідженні наукові результати зумовлюють його наукова положення, яке можна сформулювати так: застосування нових критеріїв роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, із урахуванням

неньютонівських властивостей мастил, може бути застосовано з метою ефективності і зменшення ризиків виникнення аварійних ситуацій при роботі суднового пропульсивного комплексу.

Результати даного дисертаційного дослідження впроваджені:

- ❖ під час експлуатації т/х “Aquavita evolution”;
- ❖ під час експлуатації т/х “Roberta” класу Bulk Carrier дедвейтом 37620 тони;
- ❖ в освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія», зокрема:
 - гідродинамічні процеси в мастильному шарі рамових і шатунних сильно навантажених підшипників ковзання, із врахуванням неньютонівської поведінки мастил – під час викладання освітнього компонента «Суднові двигуни внутрішнього згорання» (для здобувачів наукового ступеня бакалавр);
 - технологія забезпечення рідинних режимів мащення в підшипниках ковзання суднових енергетичних установок, які враховують градієнт в’язкості мастил – під час викладання освітнього компонента «Процеси перетворення енергії суднових силових установок» (для здобувачів наукового ступеня магістр);
 - технологія визначення і врахування неньютонівських характеристик суднових моторних мастил – під час викладання освітнього компонента «Дослідницький практикум» (для здобувачів наукового ступеня доктор філософії).

Особистий внесок здобувача: дисертаційна робота виконана здобувачем самостійно. Здобувачем проведений інформаційний і патентний пошук а також аналіз літературних джерел; підібрано десять суднових двигунів основних типів, на прикладі яких проілюстровані результати проведених досліджень; забезпечено методичне обґрунтування дисертаційного дослідження; проведений аналіз

існуючих і розроблено нові критерії і методи моніторингу роботи ПК, які враховують неньютонівський характер поведінки мастил; проведено вдосконалення і розв'язання рівняння Рейнольдса; отримано розподіл контактного тиску і зсувних напружень в мастильному шарі ПК; отримані нові математичні моделі для інтегральних характеристик ПК і характерних кутів мастильного шару із врахуванням неньютонівської поведінки мастил.

За результатами виконаних досліджень опублікована 21 наукова робота, зокрема: у наукових виданнях, включених до переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії – 8; у закордонних наукових фахових виданнях, що індексуються у наукометричних базах Scopus і Web of Science Core Collection – 3; у збірниках матеріалів наукових конференцій – 10. Наукові праці [130], [132], [136], [137], [138], [143], [145] виконані автором самостійно. У даному дослідженні, з наукових праць, що були опубліковані у співавторстві, використано виключно ті результати, що належать автору особисто, зокрема: [125], [126], [128], [139] – розв'язання відповідних математичних моделей, визначення гідродинамічного і контактного тиску, визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання, аналіз отриманих результатів; [127], [129], [131] – визначення моментів і сил в підшипниках ковзання гвинтових і стернових валів, аналіз отриманих результатів; [133], [134], [144] – математичне моделювання та визначення моментів і сил в сильно навантажених підшипниках ковзання гвинтових і стернових валів, аналіз отриманих результатів; [135], [140], [141] – побудова і розв'язання рівняння Рейнольдса, визначення розподілу диску в підшипнику ковзання, побудова і валідація нових математичних моделей інтегральних характеристик, отримання нових критеріїв режимів роботи підшипників ковзання; [142], [144] – математичне моделювання процесів в

підшипниках ковзання гвинтових і стернових валів, визначення коефіцієнтів корисної дії, аналіз отриманих результатів

Апробація результатів роботи. Основні результати досліджень за темою дисертаційної роботи доповідались, обговорювались та були схвалені на низці міжнародних та Всеукраїнських наукових конференцій, зокрема:

Науково-технічній конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт», Одеса: НУ «ОМА», 2017;

✓ VIII Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: Національний університет кораблебудування, 2017;

✓ Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті», MINTT-2018, Херсон: Херсонська державна морська академія. 2018.

✓ VIII Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» Одеса, НУ «ОМА». 2019;

✓ XI Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» Одеса, НУ «ОМА». 2021;

✓ Першій міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивні технології засобів транспорту», Харків-Миргород. 2021;

✓ XII Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» Одеса, НУ «ОМА». 2022;

✓ XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» Одеса, НУ «ОМА». 2023;

✓ XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика» Одеса, НУ «ОМА». 2024

Публікації. За темою дисертації опубліковано 21 наукові праця, з яких 8 – у наукових фахових виданнях України, що входять до переліку наукових фахових видань України (категорії Б), у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук

та ступеня доктора філософії; 3 – в іноземних виданнях, які входять до міжнародних наукометричних баз даних Scopus та Web of Science.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з переліку умовних скорочень і позначень, вступу, шести розділів, висновків, переліку використаних джерел та додатку (в якому надано акти впровадження результатів дослідження). Загальний обсяг дисертаційної роботи становить 276 сторінок, зокрема: основний текст 251 сторінок з анотацією на 18 сторінках, перелік використаних джерел із 156 найменувань на 21 сторінках, додаток на 3 сторінках, 128 рисунків, 50 таблиця.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ, ПОВ'ЯЗАНИХ ІЗ МОНІТОРИНГОМ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ.

Перший розділ дисертаційного дослідження присвячено літературному та інформаційному пошуку наукових та практичних досліджень які присвячені моніторингу і діагностиці роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу (СПК). Проведений аналіз різних підходів до цього процесу а також технічних і експлуатаційних характеристик пар ковзання та мастильних матеріалів СПК.

Моніторинг і діагностика роботи різних вузлів і систем суднового пропульсивного комплексу, які покликані забезпечити уникнення аварійних ситуацій в процесі експлуатації судна, є важливою практичною задачею і складною теоретичною проблемою. Дослідженню в цьому напрямі присвячено багато напрацювань, які охоплюють різні підходи і методи цих процесів і використовують різні математичні і фізичні моделі. Зупинимся на основних із них, які стосуються здебільшого пар ковзання.

1.1. Аналіз літературних джерела, щодо діагностики і моніторингом роботи СПК, які базуються на зовнішніх показниках і параметрах.

Вказані підходи найбільш технологічні в застосуванні і використовують стаціонарні або переносні датчики і сенсори для визначення різних первинних або вторинних параметрів процесів, що відбуваються в СПК, зокрема, такі як вібраційно-акустичні, температурні, електро-магнітні. Зазвичай, при цьому використовують принцип «чорного ящика», тобто намагаються по зовнішнім (граничним) показникам, таким як вібрація, параметри відбитих ехо-сигналів, зовнішня температура, тиск, електор-магнітні показники, параметри вихлопних газів і відпрацьованих мастил, відтворити процеси в середині вузлів

або механізмів. Вказане відтворення відбувається за допомогою розроблених математичних моделей, часто із застосування методів штучного інтелекту, із використанням сучасних мікропроцесорних технологій.

Зокрема, в роботах [1, 2] за допомогою вібросигналів розроблені методики діагностики роботи відповідно клапанів і шатунних підшипників двигунів внутрішнього згорання (ДВС). В роботі [3] проведено аналіз сучасних стратегій і методів моніторингу і діагностики несправностей в ДВС, які використовують вібраційні і акустичні сигнали.

В роботі [4] представлено акустичний метод оцінки параметрів турбокомпресора суднового тихохідного двигуна в умовах експлуатації, коли необхідна оперативна оцінка миттєвої швидкості турбокомпресора та рівня вібрації ротора. Запропонований метод закладає основи для системи постійного моніторингу швидкості та вібрації турбокомпресора в промислових і суднових дизельних двигунах, і полягає в аналізі за допомогою спектрального аналізу і дискретного перетворення Фур'є акустичного сигналу, який генерує компресор турбокомпресора при працюючому під навантаженням дизелі.

В статті [5] запропоновано підхід і наведено приклади діагностики різних несправностей системи упорскування палива та газорозподільної системи ДВС за допомогою математичного моделювання процесу роботи двигуна та вібраційних діаграм, отриманих з використанням вібраційних датчиків.

В роботах [6, 7] розглядаються апаратно-програмні методи для моніторингу робочих параметрів морських дизельних двигунів та методи математичного моделювання в режимі он-лайн (цифрові двійники) для розрахунку викидів вуглецю, сажі і інших шкідливих забруднювачів, та діагностики систем впорскування палива, клапанного механізму та кілька інших систем двигуна. У розробленій тут системі використовується комбінація датчика тиску газу в робочому циліндрі та віброакустичного датчика, що

розширює діагностичні можливості суднових дизельних двигунів в умовах експлуатації. Для оцінки нерівномірності роботи двигуна використовується дисперсійна оцінка відхилень основних параметрів. Для забезпечення комплексної оцінки стабільності двигуна в режимі реального часу розроблено критерій СІІ (індекс нерегулярності циклу).

В роботі [8] одночасно з акустичним вимірюванням було проведено лазерне вимірювання вібрації на кінчиках лопаті турбокомпресора та оцінено відповідний частотний аналіз. Проведено порівняльний аналіз результатів, отриманих за допомогою акустичного методу та використання лазерного віброметра. Показано, що обидві процедури призводять до ідентичних результатів.

Стаття [9] описує технологічні принципи системи, яка використовується для виконання моніторингу температури в режимі реального часу шатунного пальця та підшипників хрестовини всередині ДВС. Основна функція цієї системи полягає в зчитуванні температури в реальному часі за допомогою високоякісних пасивних датчиків без необхідності зовнішнього джерела живлення. Посилаючись на наявну статистику, було зазначено, що існує потреба в моніторингу температури підшипників. На думку авторів, запропонований підхід, здатний постійно контролювати температуру металу підшипників, і є ще одним кроком у напрямку підвищення безпеки експлуатації великих ДВС. Основний розділ статті описує прикладне технічне рішення для моніторингу температури в режимі реального часу, за допомогою радіолокаційних технологій.

В роботі [10] зазначається, що традиційні підходи до моніторингу, такі як вимірювання температури підшипника, показують значні недоліки щодо часу реакції на пошкодження, що призводить до запізненого виявлення деградації підшипника. Автори пропонують систему моніторингу BEAROMOS 2020, яка

базується на вимірювання термоелектричної напруги, що створюється різницею температур між підшипником і колінчастим валом при контакті з твердим тілом, і дозволяє виявляти перехід від гідродинамічного змащення до змішаного тертя в підшипниках ковзання. В роботі наведенні експериментальні дослідження, які підтверджують високу чутливість онлайн-системи моніторингу стану, яка може чітко розрізняти гідродинамічне змащення та різні умови зносу.

В роботі [11] змішане тертя в парі ковзання також виявляється шляхом вимірювання термоелектричної напруги. Контакт між підшипником ковзання і валом викликає помітну зміну термоелектричної напруги і помітну зміну вимірювального сигналу на початковому етапі виникнення пошкодження. Виявлення змішаного тертя здійснюється за допомогою моделі машинного навчання. При цьому для генерації навчання, тестування, а також валідації результатів проведені тестові стендові експерименти на підшипнику ковзання. Розроблено алгоритм керованого машинного навчання для виявлення змішаного тертя в різних системах підшипників ковзання за класифікацією вимірювання термоелектричної напруги щодо стану тертя.

В роботі [12] побудована інтелектуальна діагностична система для несправностей підшипників ковзання в ДВС, а для реалізації автоматизованої діагностики були використані штучні нейронні мережі (ШНМ). На основі аналізу даних експерименту із випробувального стенду двигуна було виявлено, що сигнали квадратної оболонки, а не сирі вібраційні сигнали, мають корисну інформацію для діагностики несправностей великих підшипників. Показано, що розроблена система може ефективно діагностувати різні несправності підшипників, і, зокрема, може точно визначати рівні серйозності несправностей.

В статті [13] дослідженні динамічні реакції та методи діагностики дефекту зносу SEBCR на основі динамічного моделювання та аналізу сигналу вібрації. Побудовано жорстко-гнучку модель зчеплення шатуна, причому шатун розглядається як гнучке тіло. Враховується зазор між пальцем хрестовини і торцевою втулкою шатуна. Результати моделювання показують, що ненормальний зазор суттєво вплине на динамічну характеристику, а в точках реверсу пальця хрестовини виникне велике прискорення. На основі динамічної реакції та виділення ознак сигналу пропонується новий метод діагностики, який обчислює амплітуду та швидкість зміни середньої енергії вібрації на кут кривошипа для виявлення несправності зносу.

В роботі [14] зазначено, що постійний моніторинг судових дизельних двигунів допомагає на ранніх стадіях виявляти відхилення його параметрів і запобігати серйозним аварійним ситуаціям. Але дані експериментальної діагностики, як правило, обмежені, тому часто немає можливості отримати всю необхідну інформацію для прийняття чіткого рішення. Математичне моделювання було використане для уточнення експериментальних даних і для більш глибокого розуміння стану двигуна. В цій роботі авторами розглянуті питання діагностики судового дизельного двигуна MAN 6L80MCE балкера «Father S». Дані діагностики були зібрані за допомогою обладнання DEPAS Handy і представляють інформацію про зазначені процеси по кожному циліндру двигуна. Для моделювання роботи двигуна був використаний on-line ресурс Blitz-PRO, який допоміг довести, що за спостережувану різницю тиску стиснення відповідає зміна моменту закриття випускного клапана, а нерівномірність вприскування палива викликає значну різницю в максимальному тиску. Авторами показано, що математична діагностика несправностей є дуже перспективним підходом.

В роботі [15] виконане дослідження, яке спрямоване на моніторинг та класифікацію багатоваріантної поведінки підшипників ковзання під час зношування. Для цього для підшипників ковзання було застосовано метод акустичної емісії. Акустичні сигнали оцінювали за допомогою методів машинного навчання, щоб виявити аномалії в підшипника. Крім того, підхід глибокого навчання, заснований на загорткових нейронних мережах, використовувався для багаторівневої класифікації за трьома різними режимами відмови від зносу, а саме: припрацювання, недостатнє змащення та забруднення частками масла.

В роботі [16] проведено аналіз методик оцінки технічного стану підшипників головного валопроводу СПК (див. рис. 1.1) по зміні динамічних характеристик і показано, що такий напрямок дозволяє виконувати оцінку технічного стану опорних і упорних підшипників в період експлуатації.

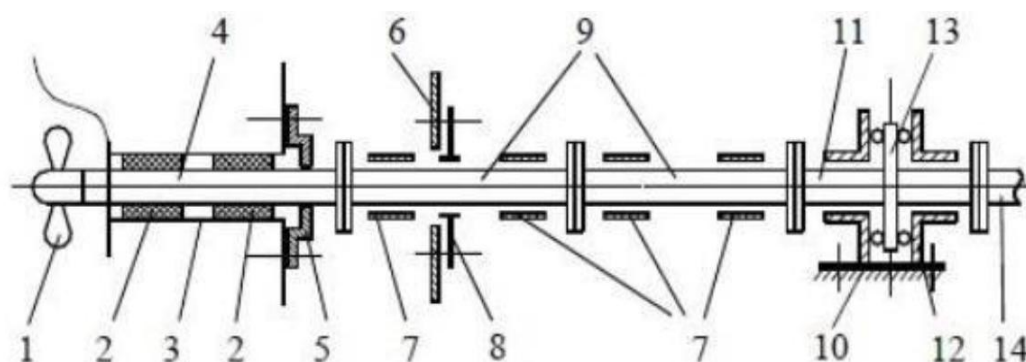


Рис. 1.1. Головний валопровід СПК.

На рисунку 1.1 позначено: 1 – гвинт; 2 - дейдвудні підшипники; 3 - дейдвудна труба; 4 - гребний вал; 5 - ущільнюючий пристрій; 6 - сполучна напівмуфта; 7 – опорні підшипники; 9 - проміжні вали; 10 - судновий фундамент; 11 - упорний вал; 12 – упорний підшипник; 13 - упорний гребінь; 14 - вал двигуна або вал передачі від двигуна.

В статті [17] запропоновано конструкцію бездротового активного датчика температури, що дає можливість вимірювати температуру шатунних

підшипників ковзання, перетворювати та передавати радіосигнал на стаціонарний модуль приймання й обробки сигналу та далі на реєструючий пристрій.

В роботах [18, 19] для моніторингу і діагностики роботи суднових малооборотних двигунів розроблено методологію і розрахунковий модуль на основі індикаторних діаграм. За допомогою розрахункового модулю визначено 46 показників, які описують робочий процес двигунів і використовуються як діагностичні. Розроблено методику отримання еталонних індикаторних діаграм для всього діапазону режимів роботи на основі обробки результатів стендових випробувань конкретного двигуна.

В роботі [20] для оцінки ризиків виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації дизелів морських суден запропоновано метод, який спирається на обробку статистичних даних звітів департаменту технічної експлуатації однієї з судноплавних компаній. Було здійснено розрахунок параметрів потоку відмов за 15 річний період експлуатації судна з дедвейтом 6430 тон з головним двигуном Wärtsilä 6R32BC

1.2. Аналіз літературних джерел щодо діагностики і моніторингу роботи підшипників ковзання СПК, які використовують фізико-хімічні властивості мастил.

Аналіз фізико-хімічних характеристик мастил в підшипниках ковзання є одним із основних інформативних методів моніторингу і діагностики роботи підшипників ковзання СПК. Різним аспектам цієї проблеми присвячена значна кількість досліджень, які вивчають вплив властивостей мастильних матеріалів на роботу пар ковзання. В залежності від умов експлуатації, в парах ковзання використовують різні мастила, зокрема, в роботі [21] проведена класифікація мастильних матеріалів, які використовуються для підтримки належного

функціонування низькооберткових і середньооберткових суднових двигунів великих комерційних суден.

В статті [22] проведений аналіз зміни реологічних характеристик мастильних матеріалів в системі мащення середньооберткового двигуна. В роботі [23] досліджено концентрації металів в відпрацьованому мастилі дизельного двигуна. В статті [24] запропоновано підхід до діагностики поршневої групи суднових низькооберткових двигунів за допомогою специфікації відпрацьованого масла з під поршневого простору. Визначено типові проблеми, що виникають у процесі використання олив для змащування циліндро-поршневої групи, та шляхи подолання таких проблем. Наведено емпіричні дані, які дозволили визначити оптимальну витрату циліндрового масла та забезпечити мінімальний знос втулок циліндрів дизеля.

В роботі [25] розглянуто спосіб забезпечення надійної та безпечної роботи систем мащення (див. Рис. 1.2) суднових магістральних дизелів.

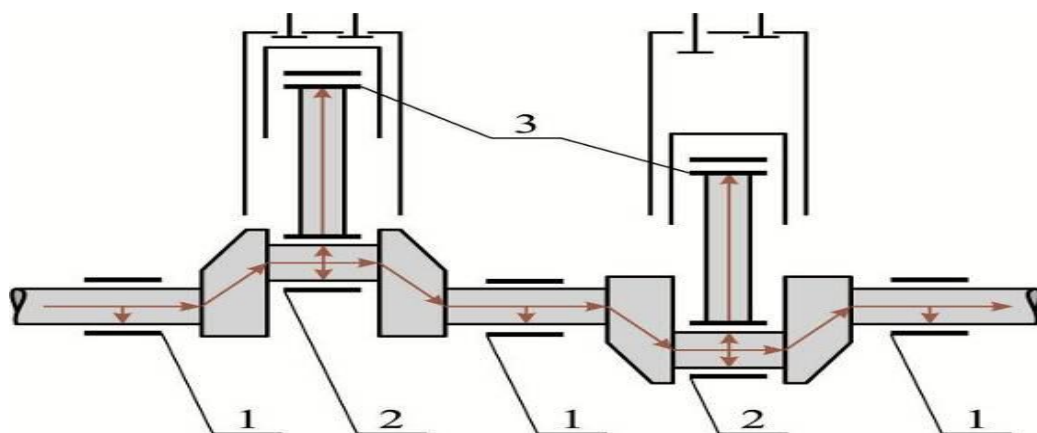


Рис. 1.2. Рух масла в системі циркуляції (фрагмент): 1- підшипник рами; 2- кривошипошатунний підшипник; 3 – підшипники головки.

Дослідження проводились на дизельних двигунах 5L23/30 MAN-B&W судна класу Bulk Carrier. Метою дослідження було визначити вплив структурних характеристик масляного шару (кут змочування та товщина) на робочі параметри суднового дизеля (тиск стиснення, концентрацію оксидів азоту у вихлопних газах та температуру вихлопних газів після циліндр) і

експлуатаційні характеристики масла (лужне число, знос і забруднюючі елементи). Дослідження підтверджує можливість підвищення надійної та безпечної роботи магістральних дизельних двигунів морських суден шляхом ефективного контролю змінних, що стосуються характеристик моторного масла.

В роботі [26] наведені результати досліджень, щодо оцінка безвідмовності судових дизелів за технічним станом моторного мастила циркуляційних систем мащення. Розглянуті системи мащення чотиритактного (див. Рис. 1.3) судового двигуна середньої потужності. Дослідження виконувались на судових чотиритактних дизелях Volvo Penta TMDA 163A, що виконують функції допоміжних двигунів спеціалізованого морського судна дедвейтом 10850 тонн., в циркуляційних системах мащення яких використовувались моторні мастила з різними характеристиками. Доведено, що основними експлуатаційними показниками моторного мастила, які визначають та забезпечують безвідмовність роботи судових дизелів є загальне лужне число та швидкість його зменшення, а також вміст в моторному мастилі механічних домішок, що характеризують знос деталей дизеля та забруднення мастила. Встановлено, що під час інтенсивного зменшення загального лужного числа моторного мастила погіршується його технічний стан, що виявляється в збільшенні механічних домішок (які є результатом його окислення або зносу деталей дизеля). З часом це зменшує змащувальну здатність моторного мастила та знижує надійність роботи дизелі. Отримані результати свідчать про можливість діагностування безвідмовності роботи судових дизелів через технічний стан моторного мастила, яке використовується в його системі циркуляційного мащення.

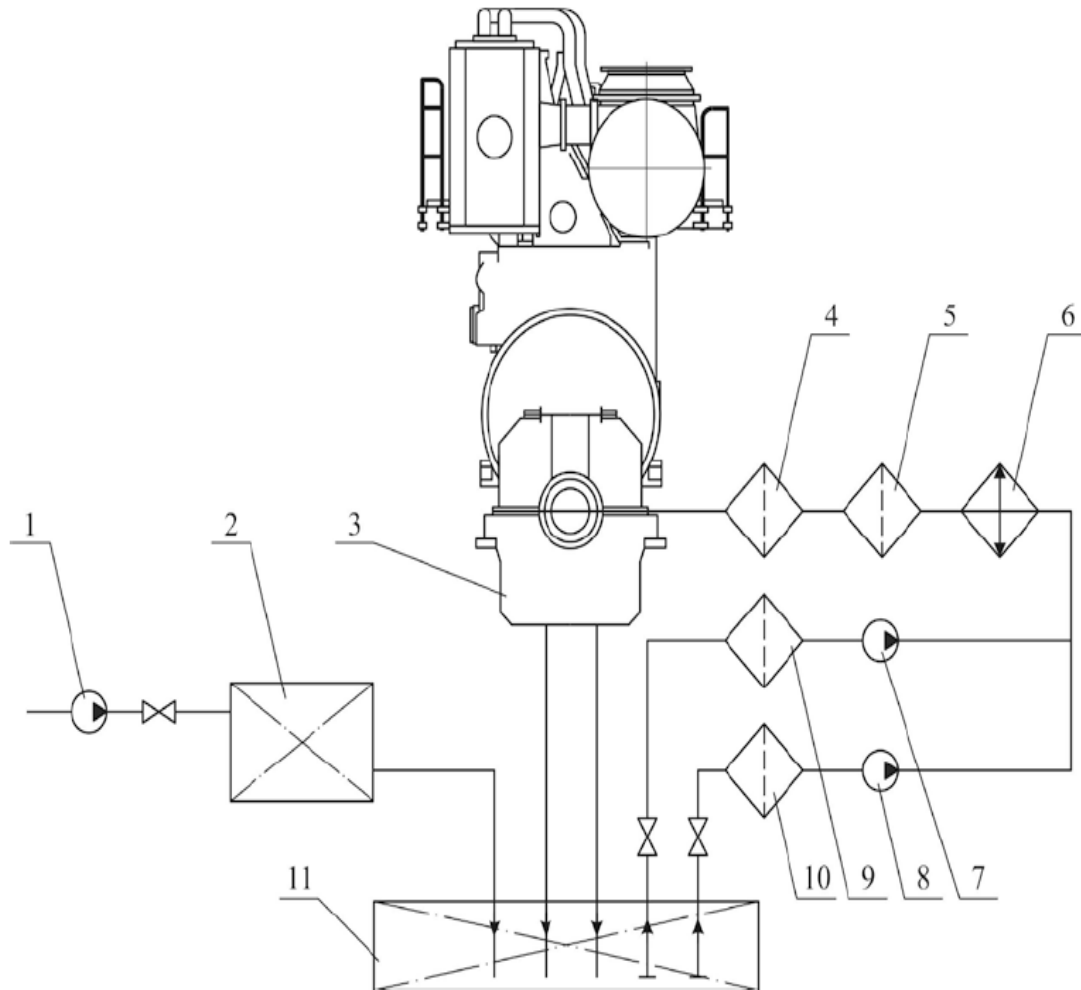


Рис. 1.3 Принципова схема системи циркуляційного мащення суднового чотиритактного дизеля. 1 – насос, що підкачує мастило; 2 – мастильна цистерна; 3 – судновий дизель; 4 – фільтр тонкого очищення; 5, 9, 10 – фільтр грубого очищення; 6 – охолоджувач мастила; 7, 8 – циркуляційні мастильні насоси; 11 – стічна цистерна.

Зауважимо, що всі зазначені на Рис. 1.3 елементи системи мащення, також притаманні і для двотактних суднових головних двигунів (див. Рис. 1.4)

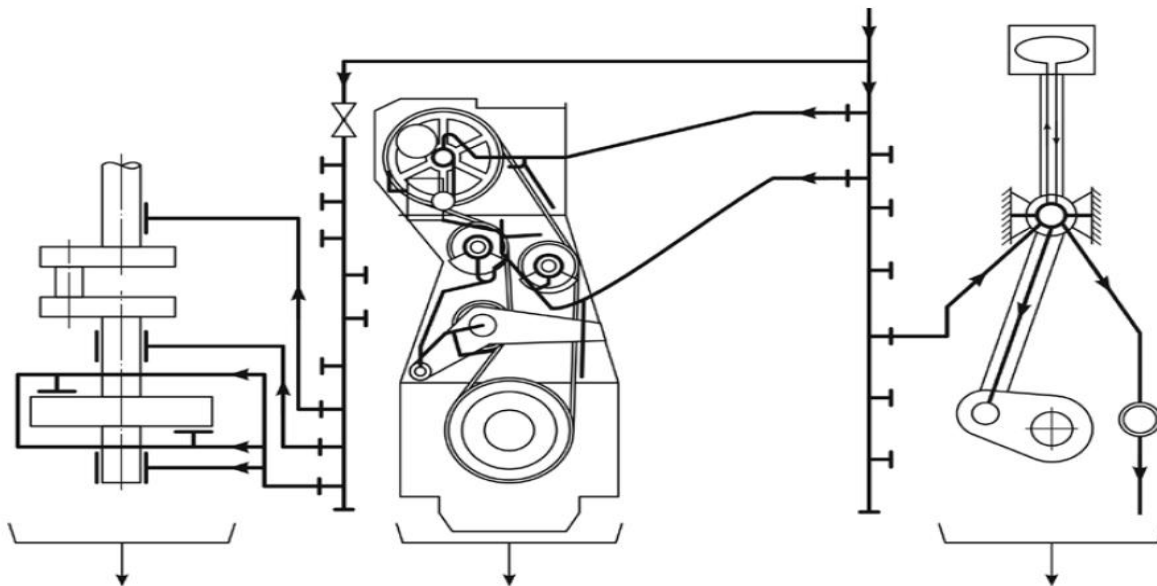


Рис. 1.4. Принципова схема подачі мастил до пар ковзання двотактного суднового двигуна

В статті [27] для управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивного комплексу засобів судна під час пускових режимів роботи головних двигунів запропонована оптимізація експлуатаційних показників роботи їх циркуляційних систем мащення. Експерименти, що пов'язані з дослідженнями, були проведені на судні водотоннажністю 9800 тон з головним двигуном PC4-2 фірми SEMT-Pielstic, що працює на гвинт, крок якого регулюється. Під час проведення досліджень була виконана модернізація циркуляційної системи мащення, яка дозволила під час надзвичайних режимів роботи головного двигуна (зокрема екстреного пуску дизеля) спрямовувати мастило безпосередньо до пар ковзання. Встановлено, що додаткове забезпечення мастилом пар ковзання ще непрацюючого дизеля суттєво підвищує його надійність роботи та знижує ризику виникнення аварійних ситуацій і експериментально підтверджена більш швидка стабілізація тиску мастила в парі вал-вкладиш підшипника та більш рання стабілізація частоти обертання валу дизеля.

В роботі [28] розглянуті питання розробки методу діагностування технічного стану елементів головної енергетичної установки судна (СЕУ). Зазначено, що критерії оцінки виникнення аварійних подій ґрунтуються на суворо встановлених рівнях ризику. Ідентифікація ризиків виконується виходячи з аналізу небезпек, пов'язаних з потоком відмов механізмів в певний період експлуатації. Така ідентифікація була виконана шляхом збору, обробки та аналізу статистичних даних машинних журналів з експлуатації головної енергетичної установки судна класу «річка-мор» за п'ятнадцятирічний період експлуатації. Аналіз отриманої інформації дозволив розрахувати значення параметру потоку відмов судового середньообертового дизеля Wärtsilä 6R32BC, який виконував функції головного двигуна на судні дедвейтом 6450 тон.

В статті [29], показано, що для моніторингу і діагностики стану великого дизельного двигуна, можна використовувати періодичний аналіз проб мастил на предмет наявності забруднення і продуктів механічного зносу. В дослідженні [30] для моніторингу і діагностики роботи підшипників дизельного двигуна запропоновано наскрізну аналітичну систему, яка використовує напрацьовані бази даних аналізу моторної оливи.

1.3. Аналіз літературних джерел присвяченим теоретичним і експериментальним дослідженням роботи підшипників ковзання

Вдосконалення моніторингу і діагностики роботи пар ковзання пропульсивного комплексу судна напряму пов'язано із рівнем теоретичних досліджень і вдосконаленням математичних моделей, які описують роботу підшипників ковзання в цілому і окремих її аспектів, зокрема, трибологічних, гідродинамічних, які характерні для роботи підшипників ковзання. Про це, зокрема, сказано в роботах [6, 31], отже, вдосконалення теоретичних підвалин

і побудова нових математичних моделей вказаних процесів, а також розвиток методів їх розв'язання зможе вивести процес моніторингу на якісно новий рівень.

Тому вирішенню вказаних проблемам присвячена значна кількість досліджень, а підходи до їх вирішення постійно розвиваються і вдосконалюються. Зокрема, це системні фундаментальні дослідження [32 - 41], які базуються на диференціальних рівняннях Рейнольдса, при різних припущеннях і спрощеннях, на гідродинамічній теорії мащення і теорії пружного контакту. Зокрема, в роботах Коровчинского М. В. (див. наприклад [Пом]) започатковано системний підхід до гідродинамічних процесів в парах ковзання на основі отриманих розв'язків рівняння Рейнольдса в біполярній системі координат, детально досліджено інтегральні характеристики нескінченного і скінченного підшипника ковзання, і напевно, вперше отримані табличні значення безрозмірних коефіцієнтів навантаженості і гідродинамічного тертя, а також характерних кутів для різних значень відносного ексцентриситету і відношень довжини підшипника до його діаметра.

Серія робіт [32 – 36] під спільною назвою «Трибологія двигуна» присвячена дослідженню всіх аспектів роботи пар ковзання двигунів внутрішнього згорання. Зокрема, в роботі [32] викладена теорія мащення опорних підшипників. Поведінка мастильного шару вивчалась за допомогою рівняння Рейнольдса із урахуванням пружного контакту поверхонь ковзання. Досліджено зв'язок температури мастил в мастильному шарі і температури мастил в картері. В роботі [33] досліджена навантажувальна здатність підшипника із рідинним мащенням. Розділ [34] присвячений сухому та граничному мащенню при терті - ковзанні та зносу матеріалів компонентів підшипника ковзання, при різних видах поверхневого напруження. Розглянуті

як класичні види абразивного тертя так і різноманітні пластичні контакти. В роботі [35] розглянута методика підбору підшипників двигуна із урахування циклічних динамічних навантажень, розрахунок товщини мінімальної масляної плівки, яка може виникати в процесі експлуатації. В розділі [36] висвітлено значення властивостей масляного шару для проектування і експлуатації, обговорюються фізичні та хімічні процеси, пов'язані із режимами змащення, відомими як гідродинамічний, пластично-гідродинамічний, змішаний і граничний режими.

В дослідженні [37] запропоновано системний розгляд основ змащування з рідинною плівкою та підшипників з рідинною плівкою в ширшому контексті трибології, предмета, який охоплює тертя, змащення та зношування. Робота містить ґрунтовне обговорення класичної трибологічної теорії і більш складних питань мащення неньютонівськими мастильними матеріалами. Також включені розвиваючі ділянки, такі як змащування емульсіями.

Загальним питанням теорії підшипників ковзання, а саме розв'язанню рівняння Рейнольдса, визначенню інтегральних характеристик та інших параметрів мастильного шару, впливу технічних параметрів і властивостей мастил на процеси мащення і режими роботи присвячені також роботи [38 - 41].

В статті [42] числовим методом скінчених елементів отримані інтегральні характеристики скінчених підшипників ковзання із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил.

В роботах [43, 44] проведено розширення застосування рівняння Рейнольдса на випадок наявності сухих зон тертя («напівзмочений» підшипник). Визначені характеристики таких підшипників і проаналізовані умови їх застосовності.

В статті [45] проаналізовано гідродинамічні змащувальні характеристики підшипника ковзання з урахуванням перекосу, викликаного деформацією валу. Розраховано тиск плівки, несучу здатність, кут нахилу, швидкість кінцевого витoku, коефіцієнт тертя та момент зміщення опори цапфи для різних значень ступеня зсуву та коефіцієнта ексцентриситету. Показано вплив зсуву і деформації валу на значення розподілі тиску в мастильному шарі, на значення найбільшого тиску в мастильному шарі, на товщину плівки, і рекомендовано враховувати вказані зміни при виборі мастил.

В роботі [46], на основі розв'язків рівняння Рейнольдса для неньютонівських мастил, проведено стаціонарний термогідродинамічний аналіз роботи підшипника ковзання за наявності мастильного шару і осьової канавки в цапфі, куди масло подається під постійним тиском. Виявлено ряд закономірностей роботи підшипника, зокрема, поведінку градієнта температури, швидкості потоку мастил та вантажопідйомності. Зазначено також, що важко отримати рішення через чисельну нестабільність, коли підшипник працює при високих значеннях ексцентриситету. Дослідженню впливу осьових канавок на продуктивність підшипника ковзання присвячена також робота [47], де виконано експериментальне дослідження підшипника ковзання з одинарною та подвійною конфігурацією осьових канавок, розташованими перпендикулярно до лінії навантаження. Було виявлено, що під час роботи з великими навантаженнями конфігурація з двома канавками може фактично погіршити продуктивність підшипника порівняно з компонуванням з однією канавкою, а саме через нерівномірну подачу мастила через кожну канавку. Зроблено висновок, що знання швидкості потоку живлення через кожну канавку можна використовувати для покращення роботи підшипників у певних режимах шляхом впровадження стратегій дезактивації канавок або балансування потоку.

В статті [48] виконаний аналіз роботи підшипників ковзання, які змащуються мастилом Бінгема, тобто неньютонівських мастил із електрореологічними (ERF) або магнітореологічними (MRF) властивостями. Експлуатаційні характеристики гідродинамічного підшипника ковзання, змащеного рідиною Бінгема, отримані за допомогою аналізу тривимірної обчислювальної гідродинаміки (3-D CFD). Використано пакет програм FLUENT для розрахунку гідродинамічного балансу цапфи за допомогою так званої методики «динамічної сітки». Показано, що результати, отримані за допомогою розробленої 3-D моделі CFD, добре узгоджуються із експериментальними та аналітичними даними попередніх досліджень рідин Бінгема. В роботі [49] за допомогою тривимірної обчислювальної гідродинаміки (3-D CFD) також був досліджений підшипник ковзання із урахуванням зміни тиску по товщині масляного шару. Для аналізу підшипника цапфи, тривимірні моделі були розраховані за допомогою пакета програмного забезпечення ANSYS Fluent. В якості розрахункових параметрів були використані статичний тиск, напруга зсуву біля стінки та безрозмірна здатність до навантаження, і проведено аналіз перехідних процесів при різних значеннях відношення довжини до діаметра підшипника.

В роботі [50] розглянуті основні аспекти опорних підшипників, а саме, гідродинамічне змащення, тертя і виділення тепла. Застосовано аналітичний і числовий метод до розрахунку розподілу тиску, товщини мастильної плівки, в'язкого і пластичного тертя та виділеного тепла, що виділяється. Дослідженні корінні та опорні підшипників колінчастого валу, в тому числі порядок навантаження, шестициліндровий двигун з чотирма опорними підшипниками.

В статті [51] запропонований чисельний підхід для аналізу гідродинамічних радіальних підшипників ковзання із урахуванням деформації. Досліджено вплив пружної деформації валу та корпусу на розподіл тиску в

мастильному шарі. Застосовано ітераційний алгоритм, який поєднує рівняння Рейнольдса з плоскою структурною моделлю кінцевих елементів. Проілюстровано вплив пружної деформації опорних компонентів на розподіл тиску масла в масляному шарі підшипника ковзання.

В роботі [52] розроблено алгоритм отримання теоретичної діаграми зношування корінних підшипників колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання. Колінчастий вал розглядається як статично невизначена суцільна балка. Розподіл навантаження на поверхні контакту між цапфою та підшипником вважається еліптичним. Вся процедура, адаптована до її програмної реалізації, проілюстрована на прикладі колінчастого валу шестициліндрового дизельного двигуна.

В роботах [53, 54] узагальненим методом розділення змінних (методом Фур'є), отримано аналітичний розв'язок рівняння Рейнольдса, яке моделює розподіл гідродинамічного тиску в мастильному шарі скінченого підшипника ковзання. За допомогою отриманого розв'язку визначенні основні характеристики підшипника ковзання, а саме, відносний ексцентриситет, мінімальну товщину мастильного шару, значення максимального питомого тиску, а також коефіцієнти безрозмірні коефіцієнти навантаженості і гідродинамічного тертя.

В статті [55], за допомогою аналізу стану 616 підшипників ковзання колінчастого валу дизельного двигуна після 3000 – 5000 годин роботи, наведена класифікація основних видів пошкоджень. Зокрема, показано, що основними причинами зношування є абразивне, адгезійне і поверхневе втомне зношування.

В роботі [56] розроблено та досліджено пружно-гідродинамічну змішану модель змащення головних підшипників для дизельного двигуна за допомогою методу кінцевого об'єму та методу кінцевих елементів, з урахуванням гнучкого

з'єднання колінвала і блоку двигуна. Досліджено вплив запропонованого підходу на гідродинамічні характеристики пари ковзання.

В статті [57] узагальнений метод розділення змінних застосовано до розв'язання рівняння Рейнольдса, що описує характеристики мастильного шару в підшипнику ковзання. Показано переваги запропонованого методу і для перевірки валідності розглянуто кілька еталонних прикладів.

В роботі [58] методами гідродинамічної теорії мащення дослідженні підшипники ковзання на предмет виникнення вібрації. В роботі введено чотири коефіцієнта складові жорсткості і чотири коефіцієнта демпфування. Ці коефіцієнти є ключовими факторами, які домінують у вібраційній поведінці цапфи, що підтримується в підшипниках ковзання, і забезпечують контроль вібрації.

В статті [59] зроблена спроба описати відмінності в застосуванні підшипників кочення і підшипників ковзання, визначити, який тип підшипників використовувати для певного застосування, а також представити конструкцію підшипників ковзання, приділяючи особливу увагу підшипникам із граничним змащенням і гідродинамічним підшипникам із повним масляним шаром.

В роботі [60], з метою вивчення впливу моментного навантаження на змащування та знос підшипника ковзання жорсткої роторної системи були проведені теоретичні та експериментальні дослідження на однопролітній роторній системі з малою швидкістю. За допомогою ферографічного аналізу зразків масла було отримано зміни обсягу зносу і відповідного механізму зносу підшипника ковзання при різних навантаженнях крутного моменту, що забезпечує теоретичну базу для подальшого прогнозування та аналізу стану зносу і залишкового терміну служби низькооберткових підшипників ковзання, які піддаються великим крутним моментам протягом тривалого часу.

В статті [61] досліджено вплив профілів текстури поверхонь ковзання на характеристики гідродинамічних підшипників ковзання. Для моделювання мастильного шару використано стаціонарне рівняння Рейнольдса, яке розв'язано методом скінчених різниць, із урахуванням наявності текстур різних текстур. Досліджено вплив різних текстур на продуктивність гідродинамічних підшипників ковзання

В роботі [62] для дослідження характеристик скінченого підшипника ковзання, узагальнений метод кінцевих елементів застосовано до інтегральної форми рівняння Рейнольдса. В результаті обчислені коефіцієнти жорсткості та демпфування опори ковзання. В статті [63] до розв'язання рівняння Рейнольдса для скінченного підшипника ковзання застосовано метод нейронних мереж із фізичною інформацією.

В статті [64] проаналізовано взаємозв'язок між контактним потенціалом і нерівністю контакту робочих поверхонь та представлено метод, заснований на контактному потенціалі, для моніторингу зношування та мащення підшипника ковзання, викликаного нерівністю контакту. Запропонована модель термопружного гідродинамічного мащення підшипника ковзання та перевірена на випробувальному стенді, шляхом вимірювання осьової орбіти.

В роботі [65] проведено експериментальне та числове дослідження змішаних змащувальних та критичних характеристик підшипників ковзання із водним змащенням у екстремальних умовах.

В статті [66] розглянута нова концепція конструкції гідродинамічного підшипника ковзання, який змащується композиційними магнітними рідинами, які належать до категорії рідин із напругою зсуву текучості під впливом магнітного поля. Розроблена математична модель, яка реалізована в процедурах розрахунку перехідної характеристики роторів. Числове моделювання підтверджує, що збільшення магнітної індукції в зазорі

підшипника збільшує навантажувальну здатність підшипника та зміщує цапфу до центру підшипника

В роботі [67] досліджено вплив осьового переміщення цапфи на змащувальні властивості підшипника ковзання при різних кутах зміщення цапфи, режимів роботи та зазорів підшипника. Дослідження виконано на основі розв'язків рівняння Рейнольдса, отриманих методом кінцевих різниць. Встановлено що чим нижча кутова швидкість підшипника або відносний радіальний зазор, тим суттєвіший вплив осьового руху цапфи на ефективність змащування підшипника.

В статті [68] отримані аналітичні розв'язки рівняння Рейнольдса для нескінченно довгих або нескінченно коротких підшипників ковзання в багатотільних механічних системах. Результати продемонстровані на двох різних багатотільних механічних системах із недосконалим змащенням.

В роботі [69] представлено комплексний аналіз моделей адгезійно-деформаційного, пружно-гідродинамічного та гідродинамічного тертя, які описують різні режими змащення відповідно до кривої Герсі-Штрібека. Основні положення цих моделей розглядаються в сукупності з теорією адсорбції Ленгмюра-БЕТ і пружно-деформаційною теорією криволінійних контактів Герца. Показано, що виявлені протиріччя вимагають свого вирішення, а виявлені множинні ефекти потребують науково обґрунтованої інтерпретації.

Низка сучасних досліджень, проведених за допомогою числових методів, присвячена роботі підшипників ковзання гвинтового валопроводу суден. Зокрема, в статті [70] проведено аналіз впливу наявності наночастинок в мастилі на продуктивності текстурованого підшипника ковзання. Інтегральні характеристики підшипника визначені за допомогою розв'язків рівняння Рейнольдса, які отримані чисельно методом скінченних елементів. Для

вивчення трибологічних характеристик підшипника кормового валу судна в статті [71] розроблена модель змішаного змащення. Для отримання чисельних розв'язків рівняння Рейнольдса застосований метод скінченних різниць із використанням комбінованих методів Ньютона-Рафсона та ітераційної релаксації. Для опису згинальної деформації карданного валу використане диференціальне рівняння другого порядку. Його розв'язки отримані методом суперпозиції. Досліджено вплив кавітації, різних граничних умов, граничного стану Рейнольдса, граничного стану Якобсона-Флобера і Олсена (JFO), а також деформації валу при згині на криві Герсі-Штрібека. Також за допомогою розв'язків рівняння Рейнольдса, отриманих методом скінчених різниць, і подальшими експериментальними уточненнями, в роботі [72] досліджені фактори, які впливають на ефективність мастила кормового підшипника з кутом зсуву, спричиненим поперечною вібрацією гребного валу судна.. Досліджено гідродинамічне змащування, включаючи тиск в робочому шарі, товщину мастильного шару, вантажопідйомність та його розташування, момент зсуву, кут нахилу, швидкість кінцевого витoku та коефіцієнт тертя. В статті [73] метод скінчених різниць та ітераційний метод Сімпсона також були використані для визначення розподілу гідродинамічного тиску в мастильному шарі та несучої здатності підшипника ковзання кормового валу судна із урахуванням його осьового руху. Були отримані різні робочі характеристики для ряду параметрів парних напружень, кутів зміщення та швидкостей обертання. Показано, що осьовий рух і парна напруга мають протилежний вплив на процеси в мастильному шарі, зокрема, мінімальна товщина шару зменшується зі збільшенням осьової швидкості, тоді як максимальний тиск плівки значно зменшується зі збільшенням параметра парної напруги. В роботі [74] досліджено змащувальні характеристики підшипників кормового валу судна з урахуванням помилок їх встановлення. Для вирішення проблеми

використано також метод скінченних різниць та ітераційний метод супер релаксації. Показано, що помилка монтажу кормового підшипника може призвести до збільшення тиску плівки на обох кінцях кормового підшипника в осьовому напрямку, що призведе до зниження рівня його змащення, зокрема, із збільшенням похибки встановлення кормового підшипника мінімальна товщина мастильного шару зменшується, а максимальний гідродинамічний тиск збільшується,

В статті [75] проведено дослідження методів вимірювання, оптимізації та прогнозування навантаження на підшипники ковзання рушійного валу суден і запропонований новий метод оцінки навантаження на підшипник у динамічному робочому стані та розроблено великомасштабний випробувальний стенд валу для перевірки вимірювань. Доцільність дослідження щодо оптимізації несучого навантаження та методів прогнозування авторами була перевірена з використанням даних п'яти контейнеровозів.

В роботі [76] математичне моделювання та експеримент об'єднані для дослідження зношування підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, а саме, для розрахунку сил тертя підшипників ковзання розроблено програму на Fortranі і одночасно розроблено установку для трибологічних випробувань підшипників ковзання на рівні компонентів, яка прогнозує пошкодження зношування та досліджує механізм зношування для різних типів підшипників ковзання. Результати модельного розрахунку підтверджено експериментальними дослідженнями.

В статті [77] для дослідження нелінійних динамічних характеристик гребного валу при фрикційному контакті підшипників корми запропоновано нелінійну модель зв'язку мод із трьома ступенями свободи (3-DOF), яка враховує збурення стохастичної шорсткої поверхні. Модель механізму

використовується для моделювання пікового значення спектра коливань тертя реального судна, а результати розрахунку порівнюються з результатами випробувань реального судна, що підтверджує правильність моделі механізму. На основі запропонованої моделі створено нелінійну динамічну модель карданного валу при фрикційному контакті кормової опори. Проаналізовано характеристики стійкості та відгуку системи за різних робочих параметрів моделі.

Робота [78] також присвячена дослідженню підшипників ковзання валу судового гребного гвинта. Експериментально перевірено чотири підшипники ковзання, схвалені для використання в суднобудуванні. Результати випробувань показали, що вибір типу підшипника має ключовий вплив на тертя під час роботи на низьких обертах. Деякі з перевірених підшипників мали значне статичне тертя з інтенсивним явищем ковзання-прилипання; їх не слід використовувати в програмах, що вимагають низької швидкості роботи.

В статті [79] зроблений аналіз стану підшипників ковзання ДВЗ за наявності різного роду несправностей в системі мащення, які викликають зменшення або повну відсутність подачі масла до підшипників колінчастого валу. На основі виконаного аналізу розроблені рекомендації для визначення причин несправностей ДВЗ, пов'язаних із пошкодженням підшипників.

В роботах [80, 81] досліджено роботу лубрикаторних систем судових двохактних, виявлені закономірності в їх роботі та зроблені рекомендації щодо їх коректної експлуатації. Проблема визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури судових дизелів присвячена стаття [82].

В роботі [83] виконано загальний огляд проблем тертя в підшипнику ковзання, виявлено певні аспекти оптимізації трибологічних процесів, які потребують подальших теоретичних і експериментальних досліджень.

Зазначено, що багато питань залишаються не дослідженими з теоретичної точки зору. Перелічені основні пошкодження, які слід враховувати для створення надійних підшипників із низьким коефіцієнтом тертя..

1.4. Аналіз літературних джерел присвячених теоретичним і експериментальним дослідженням властивостей мастил, що використовуються з метою мащення ПК.

Одними із основних факторів, які впливають на роботу підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу є стан мастил, зокрема, його структурні, в'язкісні характеристики та наявність різного роду забруднень та домішок. Вивченню вказаних впливів присвячена значна кількість теоретичних і експериментальних досліджень, які розглядають різні аспекти цієї проблеми.

Відмітимо низку теоретичних і експериментальних досліджень [84– 93], в яких вивчалось анізотропні властивості мастил в парах ковзання судових двигунів і їх вплив на енергоперетворення в системі мащення. Зокрема, показано утворення наноструктурованої граничної фази моторного мастила поблизу металевої поверхні (у трибологічних системах колінчастий вал – мастильний матеріал – вкладиш підшипника, поршневе кільце – мастильний матеріал – втулка циліндра судових ДВЗ річкових та морських засобів транспорту), що зобов'язує розглядати процеси в граничному шарі, із урахуванням теорії анізотропних рідких кристалів. Зазначено, що у зв'язку з двосторонньою дією на граничний мастильний шар Ван-дер-Вальсових сил, теоретичний опис явищ, що відбуваються в наноструктурованих шарах вуглеводневих рідин, які поділяють металеві поверхні тертя, найбільш доцільно виконувати з урахуванням моделі Ландау-де-Жена, яка враховує не тільки товщину граничного мастильного шару, але й ступінь впорядкованості молекул анізотропної фази. Також встановлено, що анізотропія структури

мастильного шару поблизу твердої металевої поверхні призводить до виникнення стратифікації його в'язкості, яка впливає на режими пуску і реверсу, а на динамічно сталих режимах – підвищення несучої здатності мастильного шару. При цьому дисипація енергії в трибологічних системах судових ДВЗ прямо пропорційно залежить від стратифікації в'язкості моторного мастила. Зазначено, що зміну в'язкості граничного мастильного шару за відсутності і накладення зсувних навантажень доцільно оцінювати за допомогою «реологічної стійкості», під якою мається на увазі відхилення в'язкості граничного мастильного шару від об'ємної в'язкості за відсутності зсувної напруги і із зсувною напругою, що відповідає номінальному навантаженню. Діапазон зміни реологічної стійкості для моторних мастил, які використовуються в системах циркуляційного та циліндрового мащення ДВЗ річкових та морських засобів транспорту, знаходиться в межах $0,93\mu \div 1,14\mu$, де μ – динамічна в'язкість моторного мастила у великому об'ємі. Отримані теоретичні результати підтверджено серією лабораторних та натурних експериментів [94].

Багато досліджень присвячено впливу різного роду присадок на експлуатаційні якості мастил, зокрема в роботі [95] розглянуті мастила, що містять присадки на основі цирконію. Дослідження фрикційних властивостей і поведінки мастил при ковзанні проводилось за допомогою лінійного поршневого трибметра і корелювалось ультрафіолетовим спектроскопічним аналізом. Помічено, що вказані адитивні сполуки перехідних металів сприяють підвищенню гнучкості молекулярних ланцюгів, що призводить до покращення змащувальної здатності.

В статті [96] описана серія експериментальних досліджень впливу додавання бензину, води на змащувальні характеристики синтетичної базової, з протизношувальною присадкою (ZDDP) або без неї. Результати, зокрема,

показують, що підвищена швидкість зносу, пропорційна концентрації палива, і спостерігалася в тривалому випробуванні з постійним навантаженням. Для мастил, що містить присадку ZDDP, додавання 1% води та 3% палива призвело до збільшення зносу на 24% , без присадки на 52%.

В роботі [97] встановлено можливість використання неньютонівських мастил для покращення роботи гідродинамічних демпферів крутильних коливань колінчастого валу суднового дизеля, роботі [98] показано можливість використання наночастинок оксиду титану для покращення трибологічних властивостей мастил.

В статті [99] експериментально підтверджено, що додавання поверхнево активних добавок до мастил, підвищує енергетичні і трибологічні показники пар ковзання допоміжних чотирьохактних суднових дизелів 6L23/30 MAN-Diesel&Turbo, які використовують на судах класу BulkCarrier дедвейтом 37620 т.

В роботах [100, 101] досліджені питання очищення мастил від механічних домішок за допомогою електростатичних очищувачів, та запропоновано методику визначення антифрикційних характеристик мастил на основі їх реологічних характеристик у нестационарних умовах мащення.

В роботах [102 - 104] досліджено вплив різного роду паливних присадок на екологічні і експлуатаційні характеристики суднових двигунів. В статті [102] проаналізовано вплив двох паливних присадок на основі кальцію і заліза на роботу двохактного дизельного суднового двигуна, який працює на важкому мазуті. В статті [103] проведено дослідження впливу на роботу середньошвидкісного чотиритактного дизеля Yanmar 6N21L паливних присадок модифікованих солями легких металів, що містить активні кисневі групи. Показано, що використання паливних присадок ефективність суднового дизеля, зокрема знижує питому витрату мазуту на 3,5-5,8%, залежно від

навантаження дизеля та концентрації присадки в паливі. Було також виявлено покращення екологічних характеристик дизеля, тобто зменшення шкідливих викидів до 15,6-22,9%. В роботі [104] наведені результати досліджень впливу біопалива на екологічні та економічні показники суднових середньообертових дизелях 6Н165LW Yanmar. Під час досліджень була використана паливна суміш, яка складалася з дизельного палива RMA10 та біопалива FAME. Встановлено, найвища екологічна ефективність досягається при використанні паливної суміші, до складу якої входило 10-15% біопалива. При цьому емісія оксидів азоту скоротилася на 21-23,5%, емісія оксидів вуглецю скоротилася на 16,5-19,2%, а збільшення питомої корисної витрати дизеля склало 1-1,55%.

Аналіз досліджень показує, що одним із основних параметрів для моніторингу і діагностики підшипників ковзання є в'язкість мастил. Задача точного визначення в'язкості мастил взагалі, і в трибологічній парі, зокрема, є складною теоретичною і важливою практичною проблемою, якій присвячена значна кількість досліджень, зокрема, роботи [105 – 111].

Наявність мастильного шару змінної товщини h в підшипнику ковзання з одного боку забезпечує відсутність контакту поверхонь цапфи і втулки, з іншого боку призводить до спротиву обертанню цапи, який обумовлений внутрішнім тертям між частинками рідни і спричинений її *в'язкістю*. Згідно закону Ньютона, зсувні напруження в мастильному шарі τ_ϕ при обертанні цапфи пропорційні градієнту швидкості ковзання (колової швидкості) по товщині мастильного шару $\frac{dv}{dh}$, і дорівнює

$$\tau_\phi = \mu \frac{dv}{dh} \quad (1.1)$$

Коефіцієнт пропорційності $\mu \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} = \text{Па} \cdot \text{с} \right]$ називається *динамічною в'язкістю* мастила.

Для ньютонівських мастил динамічна в'язкість вважається сталою, а крива течії мастила є прямою лінією. В загальному випадку динамічна в'язкість залежить від тиску і температури, і змінюється по товщині мастильного шару, при цьому порушується лінійність течії мастил в шарі між елементами пари ковзання тобто, тобто поведінка мастила в підшипнику ковзання буде *неньютонівською*.

При усталеному процесі, можна вважати, що у всьому мастильному шарі температура T є сталою, а для подання динамічної в'язкості можна, зокрема, скористатись емпіричною формулою Баруса

$$\mu(p) = \mu_0 e^{\xi p(\varphi)}, \quad (1.2)$$

де μ_0 – динамічна в'язкість мастила, яка відповідає зовнішньому тиску при температурі мастил в робочій зоні. $\xi \left[\text{Па}^{-1} \right]$ – п'езокоефіцієнт в'язкості мастил, (для моторних мастил $\xi \sim (0.5 \div 5) \cdot 10^{-8} \left[\text{Па}^{-1} \right]$).

При цьому слід зауважити, що коефіцієнт ξ в'язкість μ_0 є функціями температури, тому формулу (1.2), узагальнимо так

$$\mu(p, T) = \mu_0(T) e^{\xi(T) p(\varphi)} \quad (1.3)$$

Формула (1.3) пояснює чому при ізотермічному процесі потрібно враховувати значення температури в парі ковзання, так як від неї залежить значення динамічної в'язкості мастила μ_0 і п'езокоефіцієнту ξ в робочій зоні мастильного шару.

Характер поведінки в'язкості мастил при зміні тиску в підшипнику ковзання можна визначити за допомогою градієнта в'язкості:

$$\frac{d\mu}{dp} = G_{\mu}(p) = \xi\mu_0 \cdot e^{\xi p(\varphi)}, \quad (1.4)$$

який при атмосферному тиску подамо так $G_{\mu 0} = \xi\mu_0$ [с].

В роботах Коровчинского М. В. (див., наприклад [125 – 135]) зроблена спроба класифікації мастил, відповідно до значень параметрів ξ і μ_0 , усіх відомих на той час мінеральних мастил, які розбиті на 9 груп. В таблиці 1.1 для цих груп наведенні значення параметрів ξ і μ_0 при двох значеннях температур: 37.8°С, 98.8°С. Там же наведені значення градієнта в'язкості $G_{\mu 0} = \xi\mu_0$.

Таблиця 1.1. Залежність ξ і μ_0 від температури

Група мастил		1	2	3	4	5	6	7	9
37.8°С	μ_0 [Pa·c]	1.64	0.453	0.225	0.114	0.057	0.028	0.014	0.016
	$\xi \cdot 10^8$ [Pa ⁻¹]	4.079	3.875	2.243	3.263	2.855	2.447	2.039	1.0197
	$G_{\mu 0} \cdot 10^8$ [с]	6.689	1.755	0.505	0.377	0.163	0.069	0.029	0.016
98.8°С	μ_0 [Pa·c]	0.032	0.016	0.015	0.008	0.006	0.0036	0.003	0.0007
	$\xi \cdot 10^8$ [Pa ⁻¹]	2.549	2.141	1.428	1.938	1.989	1.683	1.683	0.459
	$G_{\mu 0} \cdot 10^8$ [с]	0.082	0.034	0.021	0.016	0.012	0.006	0.005	2.99*10 ⁻⁴

В таблиці 1.2 наведенні значення в'язкості μ для мастил SAE 10 - 50, згідно класифікації «Society of Automotive Engineers» (див інтернет ресурс [112]), для температур: 0°С, 20°С, 50°С, 100°С.

Таблиця 1.2. Залежність динамічної в'язкості μ від температури

SAE	μ [Pa·c]			
	0°	20°	50°	100°
10	0.31	0.079	0.020	0.005
20	0.72	0.170	0.033	0.007

30	1.53	0.310	0.061	0.010
40	2.61	0.430	0.072	0.012
50	3.82	0.630	0.097	0.015

Наведенні значення в таблиць 1.1 1.2 показують, що динамічна в'язкість μ_0 і п'єзокоефіцієнт ξ в'язкості для моторних мастил залежать від температури і гідродинамічного тиску в ПК і задовольняють умовам:

$$5 \cdot 10^{-4} < \mu_0 < 4; \quad 0.1 \cdot 10^{-8} < \xi < 3 \cdot 10^{-8}. \quad (1.5)$$

Отже, проведений аналіз показує, що динамічна в'язкість сучасних судових мастила суттєво залежить і від температури і від тиску, і їх поведінка носить неньютонівський характер. Ігнорувати цей факт при побудові критеріїв режимів роботи ПК, на наш погляд, є не зовсім обґрунтованим.

1.5. Основні фізико-технічні характеристики підшипників ковзання для деяких типів судових енергетичних установок.

При дослідженні підшипників ковзання судового пропульсивного комплексу важливо мати чітке уявлення про їх фізико - технічні характеристики і параметри експлуатації. Зокрема, це геометричні розміри і радіальні зазори, робочі і максимально можливі навантаження, робочу і максимально можливу швидкість обертання, температуру в робочій зоні, матеріали вкладиша і цапфи, типи мастильних матеріалів і їх в'язкісні характеристики. Всі ці данні є вихідними при побудові математичних моделей роботи, і різного роду критеріїв для моніторингу і діагностики підшипників ковзання судового пропульсивного комплексу.

Розглянемо десять основних типів судових двигунів, і систематизуємо їх технічні характеристики, які можна знайти, наприклад, в джерелах [113 – 123].

В таблиці 1.3 наведені основні технічні характеристики вказаних двигунів та їх застосування на судах. А саме, призначення: головний двигун (ГД) чи

допоміжний (ДД), орієнтовна максимальна потужність P_w [МВт], яка залежить від конкретної модифікації та кількості циліндрів: $N_{ц}$; тип двигуна; кількість $N_{ко}$ рамових підшипників (РП); кількість $N_{ша}$ шатунних підшипників (ШП). Як правило, для однорядних судових двигунів кількість ШП на один менше ніж РП: $N_{ша} = N_{ко} - 1$, і дорівнює кількості циліндрів; для V- подібних судових двигунів кількість ШП також дорівнює кількості циліндрів, а кількість корінних можна визначити так $N_{ко} = N_{ша} / 2 + 1$. Зауважимо що крім описаних підшипників ковзання (ПК), в судових двигунах використовують також головні ПК шатунів і краникові ПК на валах, які регулюють подачу палива і повітря в циліндри.

Таблиця 1.3. Технічні характеристики судових двигунів

Д	Двигун	Призначення	Тип двигуна	P_w [МВт]	$N_{ц}$	$N_{ко}$	$N_{ша}$
1	Sulzer 9RTA84C	ГД	2-такт.	42 – 50	9	10	9
2	Sulzer 7RTA68	ГД	2-такт.	20 – 30	7	8	7
3	MAN B&W 6S50ME-B	ГД	2-такт	16 – 20	6	7	6
4	MAN 12V48/60CR	ГД, ДД	4-такт. V-по.	12-14	12	7	12
5	Wärtsilä 46F	ГД, ДД	4-такт.	10 – 20	6-16	7-17	6-17
6	Wärtsilä 9L32	ДД	4-такт.	5 – 9.3	9	10	9
7	MAN 8L27/38	ДД	4-такт.	2.5 – 3.5	8	9	8
8	Yanmar 6EY22	ДД	4-такт.	0.8 – 1.2	6	7	6
9	MTU 20V4000	ДД	4-такт. V-по.	4 – 4.5	20	11	20
10	MTU 16V4000 M93	ДД	4-такт. V-по.	2 – 4.3	16	9	8

В таблицях 1.4 наведені значення діаметра цапфи $d = 2R_1$, довжини підшипника L , відношення $l_d = L/d$ і відносного радіального зазору δ_0 для рамових і шатунних ПК колінвала. В таблиці 1.5 для двигунів Д1 – Д10 наведені деякі проектно-розрахункові параметри шатунних і корінних підшипників ковзання, а саме максимальне навантаження питома

навантаження p_{\max} [МПа], питомі середні навантаження для корінних p_{kr} [МПа] і шатунних p_{st} [МПа] підшипників, максимально можливі оберти n_{\max} [об / хв], штатні робочі оберти n_0 [об / хв].

Таблиця 1.4. Геометричні параметри рамових і шатунних ПК СЕУ

Д	Рамові підшипники				Шатунні підшипники			
	d [м]	L [м]	l_d	$\delta_0 \cdot 10^3$	d [м]	L [м]	l_d	$\delta_0 \cdot 10^3$
1	0.84	0.50	0.5952	0.714÷0.952	0.70	0.38	0.5429	1.00÷1.28
2	0.68	0.35	0.5147	0.882÷1.176	0.56	0.30	0.5357	1.25 ÷1.61
3	0.52	0.38	0.7308	0.962÷1.346	0.40	0.28	0.7000	1.25÷2.00
4	0.48	0.25	0.5208	0.833÷1.25	0.38	0.20	0.5263	1.32÷1.84
5	0.46	0.23	0.5000	1.087÷1.522	0.38	0.20	0.5263	1.58÷2.11
6	0.32	0.16	0.5000	1.25÷1.875	0.26	0.13	0.5000	1.92÷2.69
7	0.27	0.14	0.5000	1.481÷2.222	0.22	0.12	0.5455	2.27÷3.18
8	0.22	0.12	0.5455	1.364÷2.273	0.18	0.11	0.6111	2.22÷3.33
9	0.20	0.12	0.6000	1.50÷2.50	0.18	0.10	0.5556	2.22÷3.33
10	0.20	0.12	0.6000	1.50÷2.50	0.18	0.10	0.5556	2.22÷3.33

Таблиця 1.5. Робочі параметри рамових і шатунних ПК.

Д	p_{\max} [МПа]	p_{kr} [МПа]	p_{st} [МПа]	n_{\max} [об / хв]	n_0 [об / хв]
1	25-30	8-12	10-14	102	90-100
2	20-25	8-12	10-14	102	90-100
3	21-25	6-10	8-12	127	120
4	22-26	5-8	7-10	514	500
5	18-22	7-10	9-13	600	540-600
6	18-22а	4-7	6-9	750	720
7	22	4-6	5-8	800	720-750
8	до 18	5-7	6-9	1000	720-900
9	до 30	6-9	8-12	1900	1800
10	20-25	6-9	8-12	1900	1800

Важливим показником роботи системи мащення взагалі і, ПК зокрема, є температура мастил в системі мащення. Зокрема, в залежності від двигуна, перед подачею в ПК, значення температури становлять: 40–50°C, всередині підшипника значення температури досягають 80–95°C, одразу після підшипника, перед масляним охолоджувачем становлять 90–105°C, а після

виходу із масляного охолоджувача: 35 – 50°C. Найбільш важливою для оцінки стану ПК є температура безпосередньо в робочій зоні підшипника. В таблиці 1.6 для двигунів **1 – 10** наведені значення температури T в робочій зоні корінних ПК і шатунних ПК, температури на вході T_{out} і виході T_{in} корінних і шатунних ПК, а також температури T_{col} після масляного охолоджувача. Зауважимо, що температура в корінному ПК в середньому на 5°C більше ніж в шатунних ПК.

Таблиця 1.6. Значення температур в системі мащення двигунів.

Д	T_{col}	Рамові ПК			Шатунні ПК		
		T_{out}	T	T_{in}	T_{out}	T	T_{in}
1	35–45°C	45–55°C	85°–95°C	90–100°C	40–50°C	80°–90°C	85–95°C
2	40–50°C	40–50°C	80°–90°C	80–90°C	35–45°C	75°–85°C	80–90°C
3	40–50°C	50–60°C	85°–95°C	90–105°C	45–55°C	80°–90°C	85–95°C
4	35–45°C	45–55°C	85°–95°C	85–95°C	40–50°C	75°–85°C	80–90°C
5	35–45°C	45–55°C	85°–95°C	90–100°C	40–50°C	80°–90°C	85–95°C
6	35–45°C	40–50°C	80°–90°C	85–95°C	35–45°C	75°–85°C	80–90°C
7	35–45°C	40–50°C	80°–90°C	85–95°C	35–45°C	75°–85°C	80–90°C
8	35–45°C	35–45°C	85°–95°C	90–100°C	40–50°C	80°–90°C	85–95°C
9	40–50°C	40–50°C	85°–95°C	90–105°C	45–55°C	80°–90°C	85–100°C
10	40–50°C	50–60°C	85°–95°C	90–105°C	45–55°C	80°–90°C	85–100°C

Важливу роль при експлуатації підшипників ковзання відіграють трибологічні властивості втулок, які визначає насамперед їх склад. Зазвичай, вкладиші судових підшипників ковзання представляють собою багат шаровий сплав, який покритий бабітовим композитом на основі бронзи або алюмінію-олов'яним сплавом із додаванням в різних пропорціях інших кольорових металів. До покриття можуть входити: алюміній (**Al**); мідь (**Cu**); олово (**Su**); свинець (**Pb**); цинк (**Zn**); нікель (**Ni**). В таблиці 1.7 наведено назва і приблизний хімічний склад сплавів, які використовують для виготовлення втулок підшипників ковзання двигунів **Д1 – Д10**. Вказанні покриття забезпечують відмінні антифрикційні властивості, висока стійкість до корозії та здатність ефективно розподіляти тепло. Вказаний склад композитних

сплавів покликаний забезпечити тривалий період служби під високими навантаженнями. В таблиці 1.7 наведений також середній час експлуатації $t_{сер}[год]$ до заміни вкладишів для даних двигунів. Отже, для низькообертових потужних ГД, середній час експлуатації найбільший, для середньообертових на 50 – 60% менше, і суттєво менше для менш потужних високооборотних ДД. Це в першу чергу пояснюється різними конструктивними і експлуатаційними особливостями ПК.

Таблиця 1.7. Матеріали покриття вкладишів ПК.

Д	Назва сплаву	Склад покриття	$t_{сер}[год]$ *10 ³
1	CuSn12Pb10	Cu:68-73%; Sn: 11-14%; Pb: 8-12%; Zn: 1-2%	50-60
2	CuSn10Pb10	Cu:70-75%; Sn:10-15%; Pb:8-12%; Zn:<1%; Ni<2%;	50
3	CuSn10Pb10	Cu:70-75%; Sn:10-15%; Pb:8-12%; Zn ≤ 1%; Ni:1-2%	50
4	AlSn20Cu	Al:75-80%; Sn:18-22%; Cu:1-2%	30
5	CuSn10Pb5	Cu: 75-80%; Sn: 10-15%; Pb: 4-6%; Ni: ≤ 1%	30
6	CuSn8	Cu: 90-92%; Sn: 7-9%; Zn ≤ 0.5%	20-25
7	CuSn12Pb10	Cu: 80 - 90%; Sn: 10-12%; Pb: 10%; Zn: <0.5%;	20
8	CuSn10	Cu: 85-90%; Sn: 10-15%; Zn: <0.5%;	15-20
9	AlSn40Cu	Al: 50-55%; Sn: 35-40%; Cu:1-2%	20
10	AlSn40Cu	Al: 50-55%; Sn: 35-40%; Cu:1-2%	20

Важливим елементом пари ковзання є колінвал, шийки якого виконують роль цапфи. Колінвал має міцність і трибологічні властивості, які значно перевищує міцність вкладишів, і здатен виконувати свої функції на протязі всього терміну експлуатації двигуна. Колінчастий вал забезпечує стійкість до втомного руйнування при великих навантаженнях і виготовляється із легованої сталі із високою міцністю та стійкістю до зносу, яку забезпечують добавки в різних пропорціях таких елементів, як вуглець (**C**); хром (**Cr**); молібден (**Mo**); кремній (**Si**); марганець (**Mn**); нікель (**Ni**); сірка (**S**); фосфор (**P**). В таблиці 1.8

наведені марка легованої сталі, яку використовують для виготовлення колінвалів для двигунів *Д1 – Д10*, і орієнтовний склад використаних добавок.

Таблиця 1.8. Матеріал шийок колінчастих валів (цапф).

Д	Марка сталі	Склад добавок
1	34CrNiMo6	C: 0.30-0.38%; Ni: 1.5-2.0%; Cr: 1.3-1.6%; Mo: 0.2-0.4%; Mn: 0.6-0.9%
2	CuSn10Pb10	C: 0.48-0.54%; Cr: 0.9-1.2%; Mo: 0.15-0.8%; Mn: 0.15-0.35%; Si: 0.15-0.35%;
3	42CrMo4	C: 0.48-0.54%; Cr: 0.9-1.2%; Mo: 0.15-0.8%; Mn: 0.15-0.35%; Si:0.15-0.35%;
4	18CrNiMo7-6	C: 0.15-0.20%; Ni: 1.4-1.7%; Cr: 1.5-1.8%; Mo: 0.25-0.35%; Mn: 0.6-0.8%
5	42CrMo4	C: 0.38-0.45%; Cr: 0.9-1.2%; Mo:0.15-0.30%; Mn: 0.15-0.8%; Si: 0.15-0.35%;
6	50CrMo4	C: 0.48-0.54%; Cr: 0.9-1.2%; Mo:0.15-0.25%; Mn: 0.5-0.8%; Si:0.15-0.35%
7	16CrNiMo7-6	C: 0.28-0.34%; Cr: 0.8 -1.1%; Mo:0.15-0.25%; Mn: 0.6-0.9% Si:0.15-0.35%; S<0.035%; P<0.035%
8	42CrMo4	C: 0.38-0.45%; Cr: 0.9 -1.2%; Mo:0.15-0.30%; Mn: 0.5-0.8% Si:0.15-0.35%
9	18CrNiMo7-6	C: 0.15-0.20%; Cr: 1.5-1.8%; Mo:0.25-0.35%; Mn: 0.6-0.8%; Ni:1.4-1.7%
10	20MnCr5	C: 0.17-0.22%; Cr: 1.0-1.3%; Mo<0.1%; Mn:1.1-1.4%; Ni<0.25%

Отже, в парах ковзання елементом, який визначає безаварійну роботу є втулка (покриття вкладиша). Геометричні параметри пари ковзання і склад покриття вкладиша на першому етапі розраховуються із урахуванням не руйнування вкладиша.

Не менш важливою складовою судових підшипників ковзання є мастила, в'язкісні характеристики яких носять неньютонівський характер. В таблиці 1.9 наведені рекомендовані для двигунів *Д1 – Д10* мастила та їх динамічні в'язкості при різних температурах. Ці данні свідчать, що кожна компанії для різних двигунів рекомендують свої мастила, які враховують специфіку і умови експлуатації відповідної СЕУ. Всі мастила мають мінеральну основу, крім 9-го яке є високоякісним синтетичним PAO (Polyalpha olefin) мастилом.

Таблиця 1.9. Рекомендовані мастила та їх динамічні в'язкості при різних T .

Д	Мастило	$\mu_0 \cdot 10^3$ [Па·с]							
		60°	70°	80°	85°	90°	95°	100°	120°
1	TotalAtlantaMarineD3005	42.08	33.66	26.93	24.09	21.54	19.27	17.23	9.21
2	BP Vanellus Multi	48.51	38.8	31.04	27.77	24.83	22.21	20.41	10.29
3	Mobilgard™ 300	41.56	33.25	26.6	23.79	21.28	19.03	17.02	9.53
4	Shell Argina T	44.62	35.7	28.56	25.54	22.85	20.14	18.28	11.42
5	Chevron Delo 400 MGX	46.98	37.58	30.07	26.89	24.05	21.21	19.24	10.82
6	Castrol CDX 30	41.82	33.46	26.76	23.94	21.41	19.15	19.15	9.27
7	Shell RimulaR4X15W-40	47.08	37.66	30.13	26.95	24.10	21.56	19.28	11.42
8	Yanmar Genuine Oil 15W-40	43.68	34.94	27.96	25.0	22.36	20.0	17.89	11.31
9	ExxonMobilDelvac1LE5W-30	36.57	29.26	23.41	20.94	18.73	16.75	14.98	7.74
10	Mobil Delvac MX 15W-40	49.5	39.6	31.68	28.34	25.34	22.67	20.28	10.96

В таблиці 1.10 наведені значення п'езокоефіцієнту ξ мастил, при різних температурах.

Таблиця 1.10. Значення п'езокоефіцієнту в'язкості ξ при різних значеннях T .

Д	Мастило	$\xi \cdot 10^8$ [Па ⁻¹]							
		60°C	70°C	80°C	85°C	90°C	95°C	100°C	105°C
1	TotalAtlantaMarineD3005	3.3	3.2	3	2.9	2.8	2.7	2.6	2.5
2	BP Vanellus Multi	2.9	2.8	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2.1
3	Mobilgard™ 300	2.9	2.8	2.6	2.5	2.4	2.3	2.2	2
4	Shell Argina T	3.4	3.3	3.1	3	2.9	2.8	2.7	2.6
5	Chevron Delo 400 MGX	3.9	3.8	3.6	3.5	3.4	3.3	3.2	3
6	Castrol CDX 30	2.4	2.3	2.1	2.0	1.9	1.8	1.7	1.6
7	Shell RimulaR4X15W-40	3.9	3.8	3.6	3.5	3.4	3.3	3.2	3.1
8	Yanmar Genuine Oil 15W-40	3.4	3.3	3.1	3	2.9	2.8	2.7	2.5
9	ExxonMobilDelvac1LE5W-30	2.4	2.3	2.1	2	1.9	1.8	1.7	1.6
10	Mobil Delvac MX 15W-40	2.4	2.3	2.1	2	1.9	1.8	1.7	1.6

Дані, наведені в таблицях 1.9, 1.10 показують унікальність в'язкістних характеристик кожного мастила, що пояснюється наявністю різного роду специфічних добавок, які покликані забезпечити стабільну роботу двигунів при різних допустимих режимах експлуатації. При цьому, спостерігається

спільна тенденція до зменшення динамічної в'язкості п'єзокоефіцієнту в'язкості мастил при зростанні температури, також можна помітити, що динамічна в'язкість мастил в робочій зоні ПК для всіх двигунів **Д1 – Д10** задовольняє умові:

$$0.01675 [\text{Па} \cdot \text{с}] < \mu_0 < 0.0396 [\text{Па} \cdot \text{с}]. \quad (1.6)$$

При розрахунку теплового балансу роботи ПК, потрібно знати теплофізичні характеристики підшипників і мастил. Це зокрема, питома теплоємність $c \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$ і густина $\rho \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$ мастил та коефіцієнт теплопередачі $\alpha \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$ рамових і шатунних підшипників. В таблиці 1.12 наведені значення c і ρ при різних температурах для мастил двигунів **Д1 – Д10** (див. табл. 1.12), та значення α для рамових і корінних ПК цих двигунів.

Таблиця 1.12. Питома теплоємність c , густина ρ і коефіцієнт теплопередачі α

Д	$c \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$					$\rho \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$					$\alpha \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \right]$	
	60°	70°	80°	90°	100°	60°	70°	80°	90°	100°	РП	ШП
1	1.93	2.03	2.13	2.23	2.33	882	872	862	852	842	1100	1000
2	1.94	2.04	2.14	2.24	2.34	874	864	854	844	834	1100	1000
3	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	880	870	860	850	840	1000	900
4	1.95	2.05	2.15	2.25	2.35	875	865	855	845	835	1000	900
5	1.94	2.04	2.14	2.24	2.34	878	868	858	848	838	1000	900
6	1.92	2.02	2.12	2.22	2.32	870	860	850	840	830	1000	900
7	1.95	2.05	2.15	2.25	2.25	876	866	856	846	836	1000	900
8	1.92	2.02	2.12	2.22	2.32	872	862	852	842	832	1000	900
9	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3	860	850	840	830	820	900	800
10	1.90	2.00	2.10	2.20	2.30	880	870	860	850	840	900	800

Зауважимо, що деякі параметри, наведених в цьому розділі фізико-технічних характеристик СЕУ, можуть відрізнятись від реальних (діючих),

оскільки компанії виробники, це зокрема, “Wärtsilä Switzerland Ltd” (Швейцарія), “MAN Energy Solutions” (Німеччина), “Wärtsilä” (Фінляндія), “Yanmar” (Японія), “MTU Friedrichshafen” (Німеччина), постійно вдосконалюють свої вироби, і деякі технічні характеристики публікуються із затримкою. Але при цьому, наведенні тут данні, повністю дають уявлення про підшипники ковзання сучасних суднових двигунів, і дозволяють протестувати запропоновані нові критерії роботи ПК.

1.6. Висновки до першого розділу та постановка завдання дослідження.

Проведений аналіз літературних джерел, пов’язаних із моніторингом та діагностикою роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, а також дослідження конструктивних і експлуатаційних характеристик суднових ПК, дозволяє зробити наступні висновки:

1. Системний моніторинг і діагностика елементів суднового пропульсивного комплексу взагалі, і пар ковзання зокрема, є важливою складовою експлуатації, яка здатна забезпечити тривалу безаварійну роботу СПК і уникнути значних пошкоджень.
2. Найбільш зручними в застосуванні виявляються методи моніторингу і діагностики, які базуються на зовнішніх показниках і параметрах роботи СПК, таких як температура, тиск, характеристики акустичних, вібраційних електромагнітних полів, показники газовідведення, різного роду індикаторних діаграм, та ін. Розробленні на цих підходах методи дозволяють, за допомогою еталонних параметрів і показників із залученням сучасних мікропроцесорних технологій, здійснювати онлайн моніторинг в режимі реального часу.
3. Не менш важливими та інформативними є методи моніторингу і діагностики, які базуються на поточних показниках стану мастильних матеріалів. Вчасне виявлення невідповідності цих показників розрахунковим (еталонним),

дозволяє запобігти експлуатації СЕУ при критичних режимах і суттєво зменшити ймовірність виникнення аварійних ситуацій.

4. Всі розглянуті методи і підходи до моніторингу і діагностики базуються на теоретичних і експериментальних дослідженнях роботи підшипників ковзання та поведінки мастильних матеріалів. Ефективність методів моніторингу безпосередньо залежить від адекватності і повноти математичних моделей, які використовують при описанні гідродинамічних процесів в підшипниках ковзання, а також від точності значень і зручності в застосуванні інтегральних показників, які використовують при побудові критеріїв для визначення режимів роботи підшипників ковзання
5. Цим питанням в останній час присвячена значна кількість досліджень, які охоплюють різні аспекти вказаної проблеми, але багато задач потребують свого вирішення. Зокрема, існуючі інтегральні характеристики, як правило, не враховують неньютонівський характеристики поведінки мастил і носять табличний характер, що утруднює їх застосування.

Отже, для вдосконалення моніторингу і діагностики роботи підшипників ковзання СЕУ потребують подальшого розвитку математичні моделі, які описують гідродинамічні процеси в робочій зоні пари ковзання. Актуальним залишається отримання нових, адекватних в застосуванні, математичних моделей інтегральних характеристик підшипників ковзання, які б враховували в'язкісні характеристики неньютонівських мастил, дозволяли вдосконалити критерії по визначенню режимів роботи підшипників ковзання. Цим аспектам вдосконалення моніторингу роботи судових підшипників ковзання і присвячене дане дисертаційне дослідження.

Основні результати першого розділу відображені в джерелах [125 – 145].

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Вибір та обґрунтування напрямку і теми дисертаційного дослідження

Судновий пропульсивний комплекс, який включає головний двигун (ГД) суднової енергетичної установки (СЕУ), лінію валопроводу, гвинт та корпус судна є складним інженерним об'єктом, до складу якого крім вище перелічених, входять інші вузли і механізми. Довговічність роботи всього суднового пропульсивного комплексу (СПК) залежить від довговічності роботи кожного окремого вузла, розрахунок надійності кожного із яких проводиться, як правило, окремо. Одним із таких важливих вузлів є пари ковзання (підшипники ковзання), які присутні як в головній СЕУ, так і допоміжному обладнанні, що забезпечує передачу потужності від ГД до гребного гвинта. Зокрема, це шийки колінчастих валів, рамові та шатунні підшипники, опорні підшипники валопроводів гребних гвинтів, упорні підшипники стерна. Виникнення аварійних ситуацій при роботі ПК може призвести не тільки до зупинення роботи СЕУ, але також до значних пошкоджень всього СПК, здатних надовго вивести судно із експлуатації, спричинити значні економічні і екологічні збитки.

Забезпеченню запобіганню вказаних явищ присвячено багато резолюцій МЕРС, зокрема, резолюція 85(44), яка прийнята 13.03.2000 Міжнародною морською організацією, в якій як один із принципів підвищення екологічної безпеки і запобіганню аварійних ситуацій є наявність чітких планів моніторингу і діагностики роботи СПК.

Велику увагу питанням забезпечення безаварійної роботи на судах приділяється також в діючому «Міжнародному кодексі по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганню забруднення» (ISM-Code: резолюція А.741(18) із поправками: MSC/Рез.104(73) від 01.07.2002, MSC/Рез.179(79) від 01.07.2006, MSC/Рез.195(80) від 01.01.2009, MSC/Рез.273(85) від 01.07.2010,

MSC/Рез.353(92) від 01.01.2015), який є обов'язковим до виконання суднохідними компаніями. Мета цього Кодексу полягає в тому, щоб забезпечити міжнародний стандарт для безпечного управління та експлуатації суден, а також для запобігання забрудненню. В Кодексі, зокрема, зазначено, що суднохідна компанія повинна встановити процедури для забезпечення того, щоб судно підтримувалося відповідно до положень відповідних правил і регламентів, а також будь-яких додаткових вимог, які можуть бути встановлені компанією.

Виконуючи ці вимоги, компанія повинна забезпечити, щоб:

- 1) перевірки проводились через відповідні проміжки часу;
- 2) відбувалось інформування про будь-яку невідповідність показників роботи суднового пропульсивного комплексу;
- 3) зазначались можливі причини невідповідності, якщо вони відомі;
- 4) вживались відповідні коригувальні дії;
- 5) проводився облік цієї діяльності.

Вимагаючи виконання цих обов'язкових вимог, які покликані забезпечити безаварійну роботи вузлів і механізмів СПК взагалі, і підшипників ковзання зокрема, Кодекс спонукає суднохідні компанії до застосування і вдосконалення методів моніторингу і діагностики роботи СПК, прогнозування його експлуатаційного – технічного стану.

Як показують результати першого розділу, дослідженням в цьому напрямку присвячено багато робіт. Крім того такі дослідження також проводились в рамках держбюджетної науково-дослідної роботи Національного університету «Одеська морська академія» «Прогнозування експлуатаційного технічного стану суднової пропульсивної установки на основі контролю її вібраційно-коливальних характеристик» № ДР 0119U001654 (2021–2024 рр.).

Отже, забезпечення безаварійної роботи СПК є важливим і актуальним напрямком наукових досліджень, який має значний практичний інтерес, а вибір

заявленої теми: *вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання судового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил*, є достатньо обґрунтованим в рамках наукової спеціальності 271 – морський та внутрішній водний транспорт.

2.2. Мета та обґрунтування головного завдання досліджень

Як було показано в першому розділі, моніторинг елементів і вузлів СПК є складною і багаторівневою задачею, яка вирішується силами екіпажу або спеціальних служб на протязі всього часу експлуатації судна. Він включає дії різного характеру, із використанням різних приладів і засобів моніторингу і діагностики, які входять в систему управління судна, або додатково залучаються при виникненні нестандартних ситуацій.

При моніторингу і діагностиці роботи різних систем і вузлів перевіряються зовнішні показники їх роботи, зокрема, це

- температура;
- тиск;
- параметри акустичних, вібраційних полів;
- електромагнітних полів;
- параметри відпрацьованих мастил та випускних газів, та ін.

Аналіз цих показників і параметрів дозволяє визначити відхилення режимів роботи системи або вузла від стандартного режиму, встановити їх відповідність еталонним значенням. Це відбувається за допомогою інтегральних характеристик роботи відповідної системи або вузла, які визначають стан і режими роботи самої системи або вузла. Зв'язок між зовнішніми показниками і інтегральними характеристиками вузла (або механізму) встановлюється, як правило, із

використанням математичних моделей. Самі ж інтегральні характеристики також визначаються за допомогою математичних моделей, із залученням вхідних і робочих параметрів системи або вузла.

Отже, якість моніторингу і діагностики вузла (механізму) багато в чому залежить, від точності встановленого взаємозв'язку між зовнішніми показниками роботи вузла і його інтегральними характеристиками, а також його інтегральними характеристиками та вхідними технічними параметрами. Стосовно підшипників ковзання СПК, то до основних інтегральних характеристик їх роботи відносяться:

- ❖ безрозмірний коефіцієнт навантаженості;
- ❖ безрозмірний коефіцієнт спротиву обертанню;
- ❖ коефіцієнт гідродинамічного тертя;
- ❖ значення максимального питомого тиску в мастильному шарі;
- ❖ мінімальна товщина мастильного шару.

До основних технічних параметрів роботи ПК відносяться:

- діаметри цапфи і підшипника;
- довжина підшипника;
- радіальний зазор;
- ексцентриситет;
- температура;
- в'язкісні характеристики мастил;
- частота обертання цапфи.

На рис. 2.1 зображена приблизна структурна блок-схема процесу моніторингу підшипника ковзання.

Як слідує із наведеної на рис.2.1 блок-схеми процесу моніторингу роботи ПК, одним із ключових елементів системи моніторингу є блоки 1.2 і 2.2, а саме розв'язання математичних моделей відповідних процесів і визначення по знайденим розв'язкам інтегральних показників ПК із подальшим визначенням

режимів роботи ПК і їх відповідності зовнішнім показникам. Зокрема, розв'язання математичної моделі роботи ПК, (блок 1.2), дозволяє по заданим технічним параметрам роботи ПК визначити за допомогою інтегральних характеристик режими і стан ПК. Отже, вдосконалення математичної моделі роботи ПК, а також, отримання за її допомогою, нових адекватних розв'язків, здатне вдосконалили сам процес моніторингу роботи ПК. Дослідженням в цьому напрямку і присвячена дана робота.



Дослідження гідродинамічних процесів в мастильному шарі ПК базується на диференціальних рівняннях нерозривності і диференціальних рівняннях збереження імпульса, які при певних припущеннях зводяться до диференціального рівняння Рейнольдса. Остаточний вигляд останнього залежить також від припущень і гіпотез, які застосовують при дослідженні

гідродинамічних процесів в мастильному шарі ПК. Як правило, при побудові математичної моделі гідродинамічних процесів в ПК не враховують неньютонівську поведінку мастил. Всі відомі табличні значення інтегральних характеристик ПК отримані, в основному, саме в цих припущеннях. Подальші дослідження підтвердили, що припущення неньютонівської поведінки мастил в мастильному шарі ПК є не зовсім обґрунтованими, і призводять не тільки до кількісних але і до якісних невідповідностей, і не дозволяють визначити вплив в'язкісних характеристик мастил на режими роботи підшипника ковзання. Це особливо важливо для сильно навантажених підшипників ковзання СПК. Отже, врахування неньютонівської поведінки мастил дає можливість вдосконалити процес моніторингу роботи підшипників ковзання СПК, що підтверджує обґрунтованість мети та головної задачі дослідження.

2.3. Методика розв'язання та обґрунтування допоміжних завдань дослідження

Методика вирішення допоміжних завдань включає розв'язання граничної задачі для диференціальних рівнянь Рейнольдса, математичне моделювання за допомогою методу варіації границь в середовищі Maple 2023, регресійний аналіз, за допомогою якого побудовані математичні моделі інтегральних характеристики підшипників ковзання.

Реалізація головного завдання дослідження спирається на виконанні низки допоміжних завдань, а саме:

- ❖ побудова і розв'язання граничної задачі для диференціального рівняння Рейнольдса, із урахуванням неньютонівських властивостей мастил;
- ❖ визначення інтегральних характеристик ПК, які враховують в'язкісні характеристики мастил;
- ❖ побудова і верифікація математичних моделей інтегральних характеристик ПК;
- ❖ розробка нових критеріїв режимів роботи ПК, які враховують в'язкісні характеристики мастил і технічні параметри його роботи.

Врахування неньютонівських властивостей мастил призводить до нелінійності диференціального рівняння Рейнольдса відносно питомого безрозмірного тиску в мастильному шарі. Шляхом введення нової змінної і переходу до логарифмічного питомого тиску диференціальне рівняння зведено до лінійного, а його розв'язки отримані у вигляді квадратур. Отримані розв'язки крім відносного ексцентриситету ε_0 , залежать, на відміну від розв'язків для ньютонівських мастил, також від безрозмірного параметра $\tilde{\xi}$, який враховує відносний радіальний зазор δ_0 , кутової швидкості обертання цапфи ω_0 і градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$. Показано, що при $\tilde{\xi} \rightarrow 0$ отримані розв'язки прямують до відомих розв'язків для ньютонівських мастил.

Складність застосування розв'язків диференціального рівняння Рейнольдса до визначення інтегральних характеристик підшипника ковзання полягає в тому, що, по-перше, при зростанні відносного ексцентриситету: $\varepsilon_0 \rightarrow 1$, інтеграли через які подаються розв'язки, наближаються до невластних інтегралів другого роду, і по-друге, заздалегідь не відомі границі мастильного шару. Для вирішення цієї проблеми застосовано запропонований метод варіації границь, реалізація якого виконана в середовищі Maple 2023. Це дозволило отримати детальні табличні

подання для характерних кутів мастильного шару і інтегральних характеристик підшипника ковзання.

Для зручності застосування і розширення області можливих значень вхідних параметрів, за допомогою отриманих таблиць, використавши методи регресійного аналізу, побудовані нові, адекватні, математичні моделі для характерних кутів мастильного шару і інтегральних характеристик підшипника ковзання, які враховують неньютонівську поведінку мастил. Проведена верифікація отриманих математичних моделей, яка підтвердила практично повний (з точністю 98,3...99,4 %) збіг результатів отриманих за допомогою нових математичних моделей і сплайн-апроксимацією отриманих табличних значень.

Вдалось, зокрема, встановити не очевидний факт, що границі робочої зони підшипника ковзання кути φ_1 і φ_2 залежать тільки від відносного ексцентриситету ε_0 і не залежать від інших параметрів роботи ПК, наприклад, від в'язкістних характеристик мастил. Показано також, що врахування неньютонівської поведінки мастил призводить до суттєвої зміни інтегральних показників ПК, особливо при великих значення відносного ексцентриситету $\varepsilon_0 > 0.5$, які характерні саме для підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.

2.4 Висновки до другого розділу

Розв'язання допоміжних завдань, зокрема, отримання розподілу питомого тиску і побудова нових математичних моделей для інтегральних характеристик ПК, які враховують неньютонівську поведінку мастил, дозволили отримати низку

нових результатів для вирішенню головного завдання: *вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.*

В результаті, отримані три нових критерія:

- ❖ критерій K_{μ} , який дає можливість оцінити коректність використання конкретних неньютонівських мастил при заданих параметрах підшипника і заданій швидкості обертання цапфи;
- ❖ критерій $G_{\mu m}$, який дає можливість визначити рідинний режим тертя-ковзання ПК по градієнту в'язкості мастил; $G_{\mu 0} = \xi \mu_0$ для заданих режимів роботи підшипника ковзання СПК.
- ❖ критерій $\tilde{\mu}_*$, який дає можливість визначити мінімальне критичне значення мастил.

Валідацію отриманих критеріїв виконано на прикладі рамових і шатунних ПК основних типів головних і допоміжних судових двигунів, а також за допомогою проведеної серії експериментальних досліджень в процесі експлуатації двох двигунів:

- головного Hyundai – MAN B&W 6S50MC-C7, системне мастило Mobilgard™ 300 C;
- допоміжного Hyundai HiMSEN H21/32, мастило Mobilgard™ 415;

Експериментальні дослідження дозволили також узагальнити критерії K_{μ} і $G_{\mu m}$, врахувавши деградацію мастил в процесі експлуатації, а також зробити рекомендації для покращення моніторингу роботи системи мащення СПК.

Загальна опис методики наукових досліджень, за допомогою технологічної карти [124], поданий на рис. 2.2.

Основні результати розділу наведені в роботах [125 – 127], [133], [142 – 144].

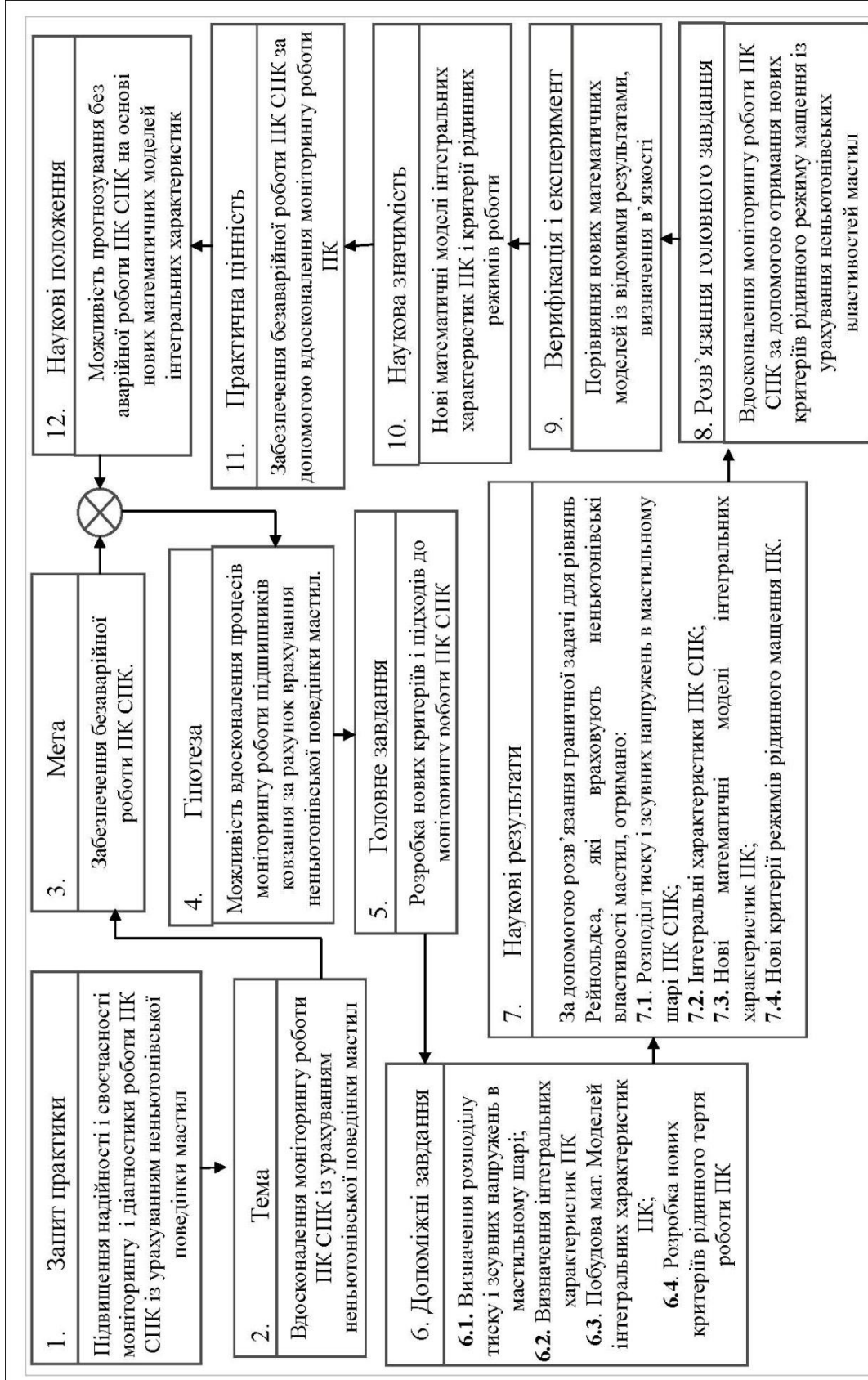


Рис. 2.2. Технологічна карта наукового дослідження

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЦІЛЕЙ, ЕТАПІВ І КРИТЕРІЇВ МОНІТОРИНГУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ.

3.1 Цілі, задачі і етапи діагностики та моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.

Головна ціль *діагностики* ПК є оцінка роботи трибологічної системи: пара ковзання і масляний шар, в реальному часі прогнозування її зношування та виконання своєчасного комплексу заходів для забезпечення безаварійної тривалої роботи із заданими трибологічними параметрами і характеристиками. Зазначена ціль досягається за допомогою застосування засобів діагностики, які визначають триботехнічні параметри пари ковзання (наприклад, температура, вібрація, акустична емісія, а також кількість, розмір, хімічний склад і форма частинок зношування). Вказані параметри дозволяють обчислити характеристики підшипника ковзання: коефіцієнти навантаження і спротиву обертанню, гідродинамічний коефіцієнт тертя. Із головної цілі діагностики випливає не менш важлива ціль, а саме напрацювання рекомендацій для подальшої експлуатації: вибір режимів, зміни властивостей мастил, виконання відповідних регламентних робіт.

Моніторинг роботи підшипників ковзання зазвичай визначають як сукупність засобів і методів неперервного контролю характеристик пари ковзання і мастил для запобігання аварійних ситуацій в наслідок порушення умов експлуатації і недопустимого зношування. Методи неперервного контролю, тобто моніторинг, базуються на методах діагностики і використовують критерії, яким повинні задовольняти параметри і характеристики пари ковзання та мастил.

Діагностика і моніторинг підшипників ковзання є критично важливими для забезпечення надійності та ефективності роботи суднових пропульсивних

комплексів. Вони дозволяють вчасно виявити проблеми, запобігти аваріям та продовжити термін служби обладнання.

Основні цілі діагностики і моніторингу підшипників ковзання:

1. *Запобігання аварійним ситуаціям.* Вчасне виявлення несправностей дозволяє уникнути серйозних поломок і зупинок у роботі судна.
2. *Підвищення надійності.* Регулярний моніторинг стану підшипників забезпечує їх безперебійну роботу, що особливо важливо у морських умовах.
3. *Оптимізація експлуатаційних витрат.* Своєчасна діагностика несправностей дозволяє знизити витрати на ремонт і обслуговування.
4. *Забезпечення безпеки.* Контроль стану підшипників сприяє підвищенню безпеки екіпажу та пасажирів.
5. *Аналіз ефективності змащення.* Моніторинг параметрів мастильного шару допомагає оцінити ефективність використовуваних мастильних матеріалів.

В залежності від методів і часу і місця проведення, для діагностики і моніторингу роботи трибологічного вузла (пари ковзання) або системи таких вузлів і моніторингу їх роботи, можна дати наступну *класифікацію*:

- *Розширена загальна діагностика (початковий моніторинг),* яка проводиться при введенні судна в експлуатацію, або після певного гарантійного часу експлуатації, визначеного регламентом компанією виробником суднового двигуна і допоміжного обладнання, або після проведення капітальних ремонтних робіт. Така діагностика проводиться за допомогою спеціального додаткового обладнання, як правило, спеціалістами компанії виробника. При цьому діагностуються як окремий вузол так і робота всього пропульсивного комплексу в цілому.

- *Регламентна проміжна діагностика (проміжний моніторинг)*, виконується через певний проміжок часу, визначений компанією виробником, і проводиться, як правило, за допомогою наявного суднового обладнання силами екіпажу. Сюди включається також дослідження машинного масла на наявність різних домішок і стану в'язкістних характеристик. Вказане дослідження виконується як силами суднових лабораторій так і за допомогою спеціалізованих лабораторій судноплавної компанії.
- *Щоденна діагностика (щоденний моніторинг)* виконується вахтовим механіком шляхом спостереженням за роботою пар ковзання в нормальних умовах. Виконується перевірка основних показників за допомогою датчиків температури і тиску системи мащення, аналіз і оцінка роботи системи мащення і пар ковзання.

Для забезпечення безаварійної роботи, судновий моніторинг підшипників ковзання проводиться неперервно силами екіпажу за допомогою датчиків, сигнального обладнання із використанням засобів автоматики і лабораторних систем контролю. Весь процес *моніторингу* роботи ПК можна розбити на наступні ключові етапи

- Етап 1. *Планування і підготовка*, на цьому етапі визначаються об'єкти трибологічного моніторингу, підбираються необхідні інструменти, прилади, датчики і методи моніторингу, приймаються рішення по застосуванню типу експертних систем.
- Етап 2. *Щоденне спостереження*, регулярний візуальний огляд підшипників ковзання і навколишніх елементів на предмет витоків мастила, корозії, пошкоджень та інших аномалій. На цьому етапі проводиться також щоденний аналіз роботи ПК в нормальних умовах роботи. Цей етап

включає і прийняття рішення про зміну режимів роботи (в тому числі і зупинку) двигуна, або перехід до другого етапу.

- Етап 3. *Вимірювання параметрів* ПК. Відбір зразків мастил в процесі експлуатації із використання спеціалізованих датчиків для вимірювання температури, вібрації, тиску та інших критичних параметрів, що характеризують роботу ПК і додатковий аналіз, для більш точного обґрунтування корекції рішень подальшої експлуатації.
- Етап 4. Тут передбачається розширений відбір зразків мастил і контроль характеристик всієї трибологічної системи і розширений аналіз її роботи, для прийняття рішення: продовжити експлуатацію чи перейти до етапу 5.
- Етап 5. У випадку загрозливих симптомів поведінки пар ковзання (трибологічної системи судна) відбувається перехід до аналізу подальшої роботи системи (прогнозний аналіз). На цьому етапі вирішується питання про зупинку судового пропульсивного комплексу і перехід до наступного етапу.
- Етап 6. На цьому етапі передбачається розширена діагностика і експертний аналіз (ЕА) із використанням спеціального додаткового діагностичного обладнання із залучення спеціалістів компанії виробника (або інших спеціалізованих інженерних компаній). За результатами проведеного ЕА приймається рішення: усунення виявлених несправностей і продовження експлуатації, або вивід судна із експлуатації і проведення капітального ремонту.

Зауважимо, що на кожному етапі моніторингу трибологічної системи проводиться різного роду аналіз роботи трибологічної системи, від щоденного, який спирається на показниках датчиків температури, тиску, вібрації, до експертного аналізу, який спирається на експертні системи.

Експертні системи можна розділити на два типи:

- Звичайні, які спираються на бази даних про роботу трибологічного вузла і бази знань, які базуються на інструкціях (правилах) типу: «якщо конкретний випадок, то конкретна дія».
- Гібридні, в них крім звичайних експертних систем, входять засоби для проведення розрахунків методами програмування (штучного інтелекту), які базуються на аналітичних і числових методах розв'язання математичних моделей пари ковзання із використанням критеріїв і інтегральних характеристик підшипників ковзання та властивостей мастил.

Отже, системний підхід до діагностики та моніторингу пар ковзання у суднових пропульсивних комплексах сприяє підвищенню їхньої надійності, безпеки та ефективності. Впровадження сучасних технологій і методів діагностики дозволяє забезпечити тривалу експлуатацію підшипників, зменшуючи ризики аварій та фінансові витрати на обслуговування.

3.2. Режими роботи пар ковзання.

Критерії моніторингу роботи підшипників ковзання судового пропульсивного комплексу тісно пов'язані із режимами тертя-ковзання ПК. Це пов'язано із намаганням при експлуатації ПК досягти мінімальних втрат при терті, що забезпечує не тільки зменшенні енергії на тепловиділення і зменшує знос робочих поверхонь, але і забезпечує підвищення надійності і довговічності роботи підшипників ковзання.

Існуючі критерії моніторингу покликані, за рахунок вибору матеріалів, мастил, експлуатаційних характеристик ПК, забезпечити оптимальний режим тертя-ковзання. Виділяють наступні *основні режими* тертя-ковзання:

- ❖ *Сухе тертя* (Рис. 3.1), при якому поверхні цапфи і втулки контактують безпосередньо своїми нерівностями, а відстань між контактуючими поверхнями в робочій зоні пари ковзання є нульовою: $h = 0$. При відносному здвигу вказаних поверхонь, відбувається не тільки подолання молекулярних сил взаємодії а і пружно-пластичні деформації і часткове руйнування контактуючих нерівностей. При цьому режимі відбувається інтенсивне зношування, поява вібрацій і значні втрати енергії. Цей режим є найбільш згубним для підшипників ковзання і може виникати при аварійних екстремальних ситуаціях, його уникнення є основна задача моніторингу роботи трибологічних спряжень суднового пропульсивного комплексу.
- ❖ *Граничне тертя-ковзання* (Рис. 3.2), для нього характерне наявність в робочій зоні пари ковзання надтонких адсорбованих плівок мастил товщиною $h < 0.1mk$, що пов'язано із адгезійною властивістю мастил. Цей режим був би доволі ефективним в плані мінімальних енерговитрат, якби розміри поверхневих дефектів не перевищували товщини плівки, особливо для великих мало швидкісних судових ПК. Однак, цього гарантувати в процесі експлуатації неможливо і робота підшипника ковзання при цьому режимі є нестійкою і на деяких ділянках може виникати сухе тертя. Такий режим виникає при обмеженій комбінації параметрів роботи пари ковзання і на діаграмах тертя, на відміну від інших режимів, зображується прямою лінією, яка проходить через точку мінімум коефіцієнта тертя.
- ❖ *Рідинне тертя-ковзання* (Рис. 3.3). Враховуючи великі проміжки часу усталеної роботи, це основний робочій режим ПК суднового пропульсивного комплексу, що характеризується достатньо товстим масляним шаром $h \approx 2 \div 70 [mk]$, який перевищує розміри часток в мастильному шарі і сумарну максимальну висоту нерівностей робочих поверхонь цапфи (bearing journal) h_j і вкладиша (bearing sleeve) h_s (див. рисунок 3.3):

$$h > h_j + h_s \quad (3.1)$$

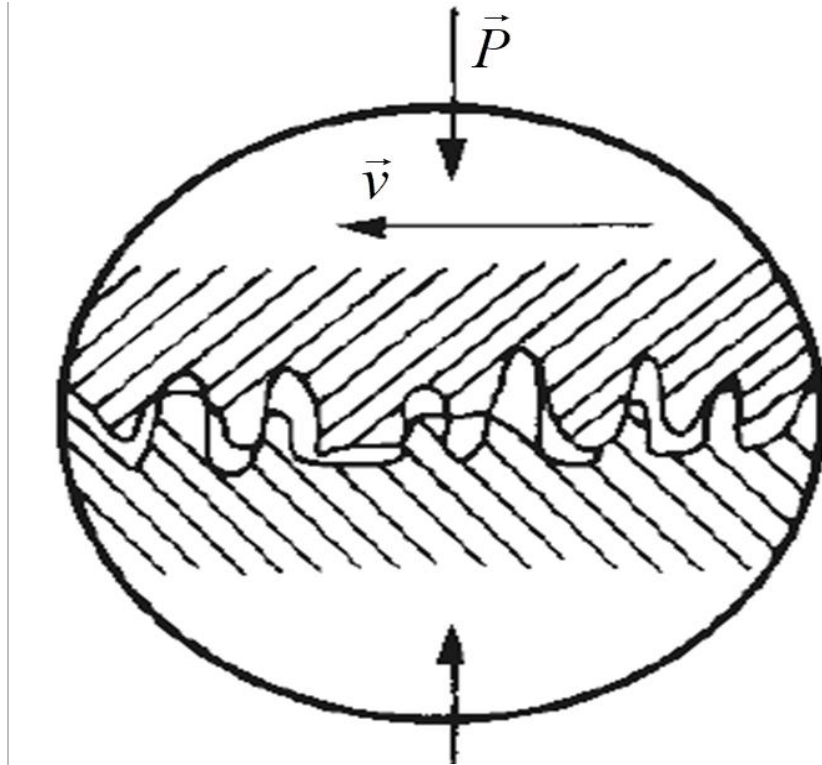


Рис. 3.1. Режим сухого трения $h = 0$.

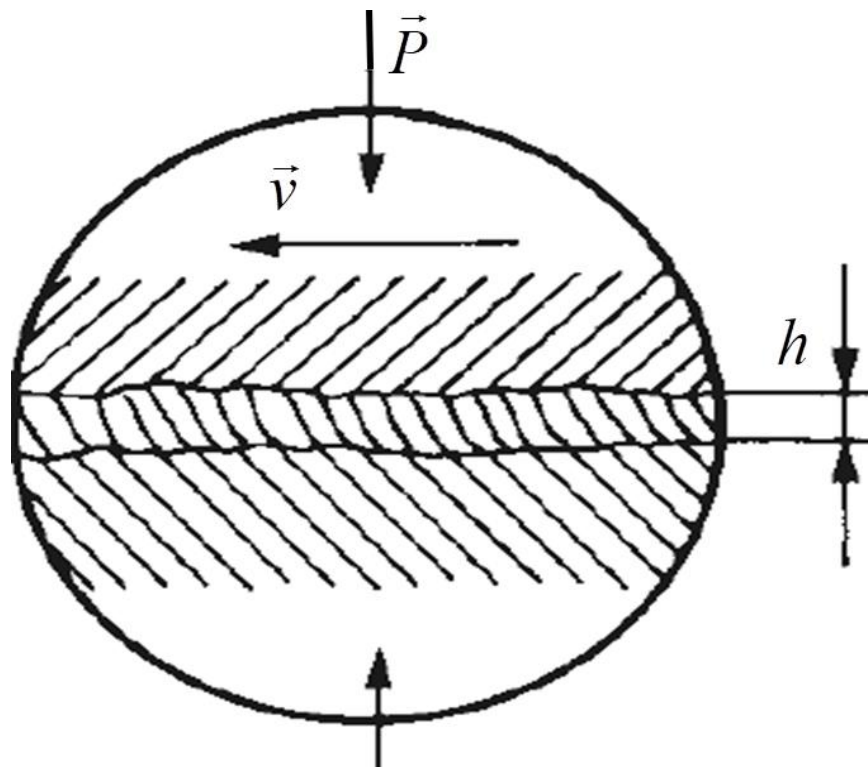


Рис. 3.2. Режим граничного трения-ковзання. $h < 0.1mk$

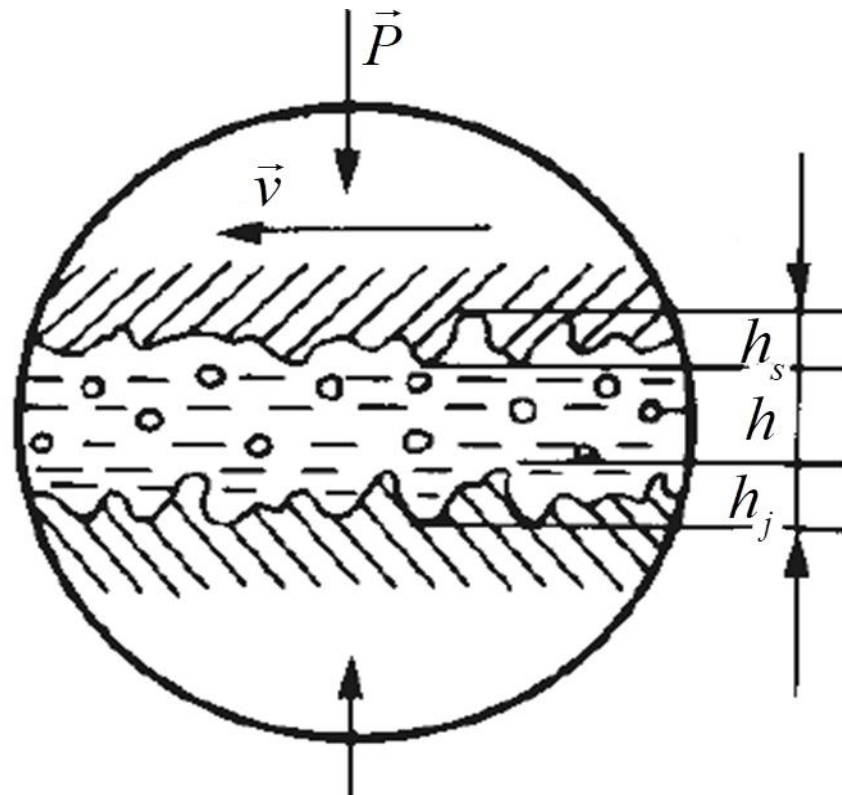


Рис. 3.3. Режим рідинне тертя-ковзання. $h \approx 2 \div 70 \text{ мк}$

Крім основних режимів тертя-ковзання при роботі ПК часто виникають *проміжні режими*. Зокрема, між сухим і рідинним режимами виникають два проміжні режими:

- *Напівсухий*, характеризується наявністю областей як сухого тертя так і областей із адсорбованими плівками.
- *Напіврідинний*, для якого характерна наявність областей із адсорбованими плівками і поява масляних шарів.

Ці два режими відділяються граничним режимом тертя-ковзання.

Для підшипників ковзання, які працюють в сухому, напівсухому і напіврідинному режимах, можливий в різній степені безпосередній контакт робочих поверхонь, що може призвести до пошкодження (стиранню) поверхонь, особливо це характерно для перехідних процесів і екстремальних навантажень.

Виділяють наступні основні види пошкоджень в парі ковзання:

- ✓ *Абразивне зношування* (стирання), може виникати при появі в мастилах і на робочих поверхнях металічних продуктів зношування, піщинок, стружки і т. п.
- ✓ *Гідроабразивне зношування* в результаті дії твердих частинок, які несе потік мастил.
- ✓ *Адгезійне*, яке виникає при перекритті (контакті) нерівностей різних спряжених поверхонь, супроводжується високою температурою і тиском і може призвести до заклинювання цапфи.
- ✓ *Пластичне деформування*, яке характерне для дуже навантажених мало обертових і середньо обертових парох ковшання, при сухому і напівсухому терті-ковзанні.
- ✓ *Втомне руйнування*, яке виникає в результаті накопичення мікродфектів поверхневого шару при довготривалих циклічних навантаженнях.

Всі наведені основні види пошкоджень робочих поверхонь в парах ковшання пов'язані із пошкодженням масляного шару і адсорбованих плівок мастил залежать від величини питомого тиску, швидкості обертання цапфи, геометричних параметрів. Особливо це стосується пар ковшання при їх роботі на неусталених режимах, при частих пусках і зупинках.

3.3. Критерії моніторингу і діагностики роботи підшипників ковшання СПК, які працюють в режимах близьких до граничних.

3.3.1. Критерій по максимальному навантаженню.

До моніторингу і прогнозу довговічності роботи підшипників ковшання, які працюють в режимах близьких до граничних в першу чергу застосовують критерій *по максимальному навантаженню*. Оскільки цапфа (вал) виготовляються із більш міцних матеріалів, в якості міри міцності вибирається середнє питоме навантаження p_{sr} [МПа], або максимальне питоме навантаження p_{max} [МПа] на

вкладиш або на його антифрикційне покриття, яке не повинно перевищувати гранично можливе критичне середнє значення $[p_{sr}]$ [МПа], або максимальне можливе критичне значення $[p_{max}]$ [МПа]:

$$p_{sr} \leq [p_{sr}], p_{max} \leq [p_{max}] \quad (3.2)$$

де $p_{sr} = P / 2R_1L$ – середнє питоме навантаження, P [кН] – величини радіального навантаження (сили), яке діє на підшипник ковзання; R_1 і L відповідно радіус і довжина цапфи (шийки).

Значення $[p_{sr}]$, $[p_{max}]$ визначається експериментально для кожного матеріалу, із якого виготовлено покриття вкладиша (див таблицю 1.7). Врахування впливу на $[p_{sr}]$, $[p_{max}]$ режимів тертя-ковзання і геометричних параметрів підшипників є доволі складною теоретичною і експериментальною задачею. Однак аналіз наявних джерел, зокрема [112 – 121], дозволяє отримати для сухого і проміжних режимів тертя-ковзання критичні значення середнього і максимального питомого навантаження для корінних і шатунних ПК. Ці значення для двигунів Д1 – Д10 (див. таблицю 1.3) наведені в таблиці 3.1. Зауважимо, що для рідинного і граничного режимів тертя ковзання-ковзання, критичні значення суттєво відрізняються від наведених і залежать від інших чинників, зокрема, від в'язкістних характеристик мастил. Тому їх визначення потребує залучення гідродинамічної теорії мащення, що буде зроблено в наступних розділах.

Аналіз даних, наведених в таблиці 3.1, зокрема, показує, що критичні значення для проміжних режимів перевищують критичні значення для сухого тертя. До поліпшення критичних характеристик призводить наявність мастильної плівки в деяких областях робочої зони ПК. Критичні характеристики дозволяє поліпшити більш суттєво наявність у всій робочій зоні ПК мастильного шару. Крім того, помітна закономірність: для підшипників ковзання із меншим

відносним радіальним зазором δ_0 (див таблицю 1.5), критичні характеристики загалом більші.

Таблиця 3.1. Значення $[p_{sr}]$, $[p_{max}]$ при сухому і проміжному режимах ковзання.

Д	Матеріал вкладиша	Сухе тертя				Проміжні режим			
		$[p_{sr}]$ [МПа]		$[p_{max}]$ [МПа]		$[p_{sr}]$ [МПа]		$[p_{max}]$ [МПа]	
		КП	ШП	КП	ШП	КП	ШП	КП	ШП
1	CuSn12Pb10	5	4.5	8	7	11	9	19	18
2	CuSn10Pb10	4.5	3.5	6.5	6	9	8	18	16
3	CuSn10Pb10	50	40	6	5	6.5	7	15	14
4	AlSn20Cu	5	3.5	6	5	7.5	7	14	13
5	CuSn10Pb5	3.5	3	5.5	5	6.5	5	11	10
6	CuSn8	3	3.1	5	4	5	4.8	10	9
7	CuSn12Pb10	3.5	3	5.5	5	6	5	12	10
8	CuSn10	2.5	3.	5	4.5	5	4.5	10	9
9	AlSn40Cu	2.5	2	4.5	3.5	4.5	4	9	8
10	AlSn40Cu	2.5	2	4.5	3.5	4.5	3.5	8	7

3.3.2. Критерій по максимальній швидкості ковзання.

При застосуванні наведених вище критеріїв (3.2) відбувається також моніторинг швидкості ковзання (колової швидкість) цапфи $v \left[\frac{m}{c} \right]$, яка не повинна перевищувати максимально допустиме значення $[v]$:

$$v \leq [v] \quad (3.3)$$

значення $[v]$, які визначаються також експериментально і залежать від матеріалу покриття підшипника.

Між частотою обертання $n \left[\frac{\text{обр}}{\text{хв}} \right]$, кутовою швидкістю $\omega \left[\frac{\text{rad}}{\text{с}} \right]$ і коловою швидкістю $v \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right]$ існує зв'язок. Зокрема, кутову швидкість і частота обертання пов'язані так

$$\omega = 2\pi n / 60, \quad n = 30\omega / \pi, \quad (3.4)$$

а кутова і колова швидкості пов'язані так

$$v = d\omega / 2, \quad \omega = 2v / d. \quad (3.5)$$

Формули (3.4), (3.5) дозволяють визначити максимально допустиме значення частоти обертання $[n]$, якщо відоме максимально допустиме значення $[v]$ для сухого тертя і проміжного режимів. Враховуючи, що частота обертання корінної і шатунні шийки однакова, то повинно бути однаковим і допустиме критичне значення частоти обертання $[n]$, на відміну від значень $[v]$, які згідно формул (3.4), (3.5) залежать від діаметра d . Ці міркування дозволяють встановити зв'язок між критичними значеннями колової швидкості для корінного $[v_{kr}]$ і шатунного $[v_{st}]$ вкладишів:

$$[v_{st}] = k_d [v_{kr}], \quad k_d = d_{st} / d_{kr} \quad (3.7)$$

де d_{kr}, d_{st} – відповідно діаметр корінної і шатунної шийки.

В таблиці 3.2 для двигунів **Д1 – Д10** (див. таблицю 1.3) наведені значення $[v]$, $[n]$ для корінних і шатунних підшипників, що працюють в режимі сухого тертя і проміжних режимах.

Таблиця 3.2. Значення $[v_{kr}]$, $[v_{st}]$, $[n]$ при сухому і проміжному режимах ковзання.

Д	Сухе тертя				Проміжні режими			
	КП		ШП		КП		ШП	
	$[v_{kr}]$	$[n]$	$[v_{st}]$	$[n]$	$[v_{kr}]$	$[n]$	$[v_{st}]$	$[n]$
1	3.1	70.483	2.952	70.483	3.8	86.398	3.619	86.398
2	2.55	71.620	2.438	71.620	3.1	87.067	2.963	87.067
3	2.7	71.620	2.438	71.620	3.2	84.883	2.889	84.883
4	7.2	275.020	6.480	275.020	9.3	355.234	8.370	355.234
5	7.3	303.086	6.665	303.086	9.2	381.972	8.400	381.972
6	8.4	501.338	7.875	501.338	10.3	614.736	9.656	614.736
7	8.5	601.252	7.556	601.252	10.2	721.502	9.067	721.502
8	9.1	789.987	8.273	789.987	10.5	911.524	9.545	911.524
9	15.2	1382.374	13.752	1382.374	19.6	1782.535	17.733	1782.535
10	15.2	1382.374	13.029	1382.374	19.6	1782.535	16.800	1782.535

Аналіз даних таблиці 3.2 показує, що критичні допустимі значення частоти обертання цапфи при проміжних режимах тертя-ковзання більше відповідних критичних значень частоти обертання при режимі сухого тертя. При цьому критичні значення частоти обертання при сухому і проміжних режимах, згідно таблиці 1.6, виявляються меншими максимально робочої і максимально можливої частоти за наявності мастильного шару. Отже, якщо в процесі роботи двигуна починає зменшуватись товщина мастильного шар і ПК переходить із рідинного до проміжного режиму роботи, необхідне швидке зменшення частоти обертання колінвала до критичних значень режимів проміжного і сухого обертання, аж до повної зупинки. Це пов'язано із тим, що режим проміжного і тим паче сухого тертя навіть при частотах обертання менших критичних $[n]$ може призвести до суттєвих пошкоджень корінних і шатунних вкладишів.

3.3.3. Навантажувально-швидкісний критерій.

Широке застосування в якості критерія отримав *навантажувально-швидкісний фактор (параметр) pv* , Цей параметр в деякій мірі визначає тепловиділення в парі ковзання, її знос і можливість адгезійних пошкоджень. Під

час обертанні цапфи робота сили тертя призводить до тепловиділення, інтенсивність якої q можна подати так

$$q = f \cdot p_{sr}v \quad (3.8)$$

де f – коефіцієнт механічного тертя в парі ковзання. Якщо вважати коефіцієнт тертя сталим при сухому і проміжних режимах тертя-ковзання при усталених режимах роботи, то тепловиділення буде визначатись фактором $p_{sr}v$ [МПа·м/с], або фактором $p_{\max}v$ [МПа·м/с]. Отже, можна вважати, що нормальний режим тертя-ковзання буде відбуватись при виконанні наступних умов

$$p_{sr}v \leq [p_{sr}v], p_{\max}v \leq [p_{\max}v] \quad (3.9)$$

де $[p_{sr}v]$, $[p_{\max}v]$ – допустимі значення *навантажувально-швидкісні фактори* відповідно по середньому і максимальному питомому навантаженні, які визначають експериментально для матеріалів вкладиша, або його покриття.

Таблиця 3.3. Значення $[p_{sr}v]$, $[p_{\max}v]$ при сухому і проміжному режимах ковзання.

Д	Сухе тертя				Проміжні режими			
	$[p_{sr}v]$ [МПа·м/с]		$[p_{\max}v]$ [МПа·м/с]		$[p_{sr}v]$ [МПа·м/с]		$[p_{\max}v]$ [МПа·м/с]	
	КП	ШП	КП	ШП	КП	ШП	КП	ШП
1	4.12	3.75	8.54	7.52	9.51	9.12	19.2	18.4
2	3.75	3.42	7.5	6.72	9.17	8.18	18.3	16.2
3	3.35	2.91	6.72	5.85	8.35	7.24	16.6	14.4
4	2.93	2.71	5.94	5.53	7.15	6.5	14.3	13.5
5	2.30	2.15	4.62	4.21	5.5	5.11	11.5	10.4
6	2.10	1.95	4.21	3.78	5.32	4.53	10.2	9.4
7	2.54	2.11	5.14	4.22	6.11	5.4	12.4	10.14
8	2.15	1.85	4.21	3.78	5.15	4.5	10.45	9.32
9	1.87	1.68	3.78	3.36	4.51	4.13	9.12	8.24
10	1.79	1.47	3.36	2.94	4.12	3.5	8.71	7.59

Наведені в таблиці 3.3 данні, свідчать що критичні середні і максимальні значення навантажувально-швидкісного фактору при проміжних режимах роботи

практично в два рази перевищують відповідні значення для режиму сухого тертя. Це пов'язано із тим, що при режимі сухого тертя значно збільшуються тепловиділення, і отже збільшуються ризики руйнування вкладишів. Наявність тонких мастильних плівок навіть не у всій робочій зоні підшипника ковзання при проміжних режимах призводить до поліпшення ситуації. При чому при обох режимах вказані значення навантажувально-швидкісного фактору зменшується по мірі зростання оборотів колінвала, так для низькооборотних двигунів 1 – 3, ці значення найбільші, а для високооборотних двигунів найменші. Це знову таки, пов'язано із тим що для високооборотних двигунів при одних і тих же навантаженнях спостерігається значно більше тепловиділення, за рахунок збільшення значень коефіцієнта механічного тертя f , із формули (3.8). Зауважимо, що для рідинного тертя критерій (3.9) не застосовується, оскільки в цьому випадку за тепловиділення відповідає коефіцієнт гідродинамічного тертя i , отже, потрібні інші підходи для оцінки тепловиділення.

3.4. Критерії моніторингу і діагностики роботи підшипників ковзання СПК, які працюють в режимі рідинного тертя-ковзання.

3.4.1. Аналіз роботи ПК за допомогою діаграми Герсі-Штрібека для ПК.

Критерії (3.2), (3.3) і (3.9) широко використовуються на першому етапі моніторингу і перевірки надійності підшипників ковзання для режимів сухого, напівсухого і напіврідинного тертя-ковзання (проміжних режимах). Однак, при наявності масляного шару, тобто при рідинному терті-ковзанні трибологічні процеси в ПК носять інший характер, виникають гідродинамічні сили, які кардинально змінюють процеси зношування і впливають на довговічність роботи трибологічної системи. Тому моніторинг і критерії довговічності роботи підшипників ковзання носять інший характер, вони враховують конструктивні особливості підшипників ковзання і в'язкісні характеристики мастил.

Наявність мастильного шару, який забезпечує виконання умови (3.1) при рідинному терті-ковзанні, одночасно призводить до виникнення гідродинамічного спротиву обертанню цапфи, який обумовлений внутрішнім тертям між частинками рідни і спричинений її в'язкістю. Спротив руху цапфи, яка обертається із швидкістю ω , буде чинити сила в'язкого гідродинамічного зсуву мастильного шару, яку в системі координат, пов'язаній із нормаллю і дотичною до цапфи, можна подати так: $\vec{F}_T = (0; F_T)$. Величина $F_T = F_T(y)$ може змінюватись по товщині масляного шару ($y \in [0; h]$, $h = h(\varphi)$ – товщина масляного шару для кута φ), і може бути подана через зсувні напруження $\tau_\varphi(\varphi, y)$ в мастильному шарі.

Величину сили тертя по всій робочій поверхні Ω підшипника, згідно закону Ньютона (1.1), знайдемо так

$$F_T = \int_{\Omega} \tau_\varphi d\Omega = \int_{\Omega} \mu \frac{dv}{dh} d\Omega. \quad (3.9)$$

Нехай P [кН] – величини радіального навантаження (сили), яке діє на підшипник ковзання, тоді величина:

$$f_T = \frac{F_T}{P} \quad (3.10)$$

називається коефіцієнтом *гідродинамічного тертя* ПК.

Встановлено [132], що значення коефіцієнта гідродинамічного тертя f_T залежить від безрозмірної характеристики G_f , яку називають *числом Герсі*, яка є оберненою величиною до безрозмірного коефіцієнта навантаженості Φ_P , і яку можна подати так

$$G_f = \frac{1}{\Phi_P}, \quad \Phi_P = \frac{p_{st} \delta_0^2}{\mu \omega} \quad (3.11)$$

$\delta_0 = \frac{\delta}{R_1}$, $\delta = (R_2 - R_1)$ – радіальний зазор пари ковзання, R_2 – радіус підшипника (вкладиша).

Залежність коефіцієнта гідродинамічного тертя від числа Герсі: $f_T = f(G_f)$, можна подати графічно [32 – 38] за допомогою діаграми Герсі-Штрібека (рис. 3.4). При малих значеннях числа Герсі G_f , згідно формули (3.11) це може, зокрема, досягатись при великих значеннях середнього питомого навантаження p_{sr} і малих значеннях кутової швидкості обертання цапфи ω_0 і в'язкості мастил μ , підшипник ковзання працює при напівсухому терті-ковзанні (зона I на рисунку 3.4). Коефіцієнт тертя в цьому випадку може досягати значень $f_T \approx 0.2 \div 0.3$. При збільшенні характеристики G_f , наприклад за рахунок збільшення швидкості ω_0 або в'язкості μ , в підшипнику ковзання виникає режим напіврідинного тертя (зона II на рисунку 3.4), при цьому коефіцієнт тертя падає до значень $f_T \approx 0.05 \div 0.10$.

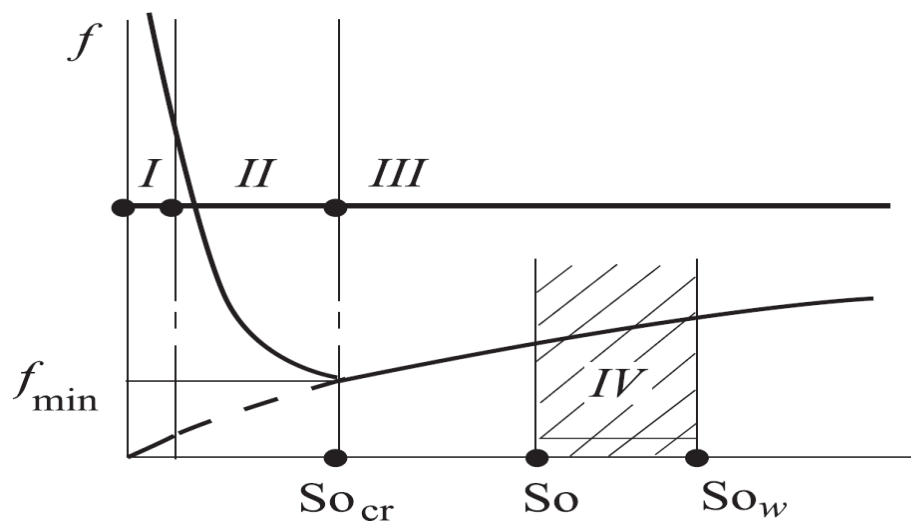


Рис. 3.4. Діаграма Герсі-Штрібека для ПК.

При подальшому зростанню числа Герсі в кінці зони II, при критичному значенні G_{f0} , коефіцієнт тертя досягає мінімуму f_{T0} , який за звичай має значення: $f_{T0} \approx 0.010 \div 0.001$, при цьому підшипник перебуває в граничному режимі тертя-ковзання. Цей режим є найбільш ефективний при роботі суднового підшипника ковзання для нього характерний мінімальний рівень зношування і найменший рівень енергетичних втрат, але є доволі нестійким і будь які не значні зміни робочих характеристик трибологічної пари можуть призвести до переходу в напіврідинний режим. При подальшому зростанні характеристики $G_f > G_{f0}$, підшипник ковзання переходить в рідинний режим роботи, коефіцієнт гідродинамічного тертя f_T починає при цьому дещо зростати, але при забезпеченні відповідного тепловідведення, цей режим є найбільш прийнятний для роботи підшипника ковзання. При цьому значення числа Герсі робочої зони роботи пари ковзання (зона IV на рисунку 3.4), повинні задовольняти умові

$$G_{fr2} > G_f > G_{fr1}. \quad (3.12)$$

де цьому $G_{fr1} \approx 1.5G_{f0}$, $G_{fr2} \approx 2G_{f0}$. Умов (3.12) забезпечує достатній запас надійності збереження в підшипнику режиму рідинного тертя-ковзання при можливих коливаннях параметрів трибологічної пари.

3.4.2. Критерій Зомерфельда режимів роботи ПК.

Одним із основних питань при дослідженні роботи підшипника ковзання є визначення значень характеристик пари ковзання, при яких напіврідинне тертя-ковзання переходить в рідинне і при яких діаграма тертя (рис. 3.4) досягає мінімуму. Ця проблема вирішується за допомогою критерію Зомерфельда [132], згідно якому, при

$$\diamond \Phi_p < [S_0], \text{ тертя-ковзання рідинне.}$$

$$\diamond \Phi_p \geq [S_0], \text{ тертя-ковзання напврідинне.} \quad (3.13)$$

Число $[S_0]$ називається числом Зоммерфельда, воно пов'язане із критичним значенням числа Герсі

$$[S_0] \approx \frac{1}{G_{f0}}. \quad (3.14)$$

Число Зоммерфельда $[S_0]$ визначається за допомогою технічних характеристик пари ковзання і залежить від діаметра цапфи $d = 2R_1$, відношення $l_d = L/D_1$ і відносного радіального зазору δ_0 , тобто можна вважати, що критерій Зоммерфельда є функцією вказаних параметрів:

$$[S_0] = S_0(d, l_d, \delta_0). \quad (3.15)$$

Наразі, відомі значення числа $[S_0]$ лише для невеликої комбінації вказаних параметрів (див. наприклад [132]), ці значення наведенні в таблицях 3.4 – 3.6, і отримані для класу чистоти поверхні вкладиша не менше $\nabla 8$.

Таблиця 3.4. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.001$

l_d	$d[m]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.28	0.35	0.42	0.52	0.60	0.7	1.0	2.0	3.0
0.8	0.44	0.54	0.67	0.80	0.95	1.1	1.5	2.7	4.0
1.0	0.58	0.72	0.85	1.0	1.2	1.4	1.9	3.4	5.0
1.2	0.70	0.80	1.0	1.2	1.4	1.65	2.2	3.9	6.0

Таблиця 3.5. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.002$

l_d	$d[m]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.42	0.53	0.65	0.80	1.0	1.2	1.7	3.2	5.0
0.8	0.64	0.80	0.95	1.2	1.5	1.75	2.4	4.0	6.0
1.0	0.85	1.0	1.2	1.45	1.75	2.1	2.8	4.7	7.0
1.2	1.0	1.2	1.4	1.7	2.1	2.5	3.3	5.4	8.0

Таблиця 3.6. Значення $[S_0]$ при відносному зазорі $\delta_0 = 0.003$

l_d	$d[m]$								
	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.15	0.2
0.6	0.65	0.80	1.0	1.3	1.6	1.9	2.6	4.5	6.5
0.8	0.95	1.2	1.4	1.7	2.1	2.4	3.2	5.5	8.0
1.0	1.2	1.4	1.7	2.05	2.4	2.8	3.8	6.3	9.0
1.2	1.4	1.7	2.0	2.4	2.8	3.3	4.4	7.2	10.0

Аналіз даних таблиць 3.4 – 3.6 показує, що із зростанням параметрів l_d і δ_0 відбувається зростання приблизно по лінійному закону значень числа $[S_0]$. Більш суттєвим зростання відбувається при збільшенні діаметра цапфи d і носить приблизно квадратичний характер. Ці міркування дозволяють розширити область визначення функції (3.15) на весь діапазон зміни її аргументів. Для цього узагальнивши методи регресійного аналізу [145 – 149] на двовимірний випадок, отримаємо наступне подання для функції (3.15)

$$S_0(d, l_d, \delta_0 \cdot 10^{-3}) = ((2.575l_d + 13.845)\delta_0 + 7.307l_d + 24.159)d^2 + ((3.13l_d + 4.073)\delta_0 + 17.4l_d - 9.878)d \quad (3.16)$$

Зауважимо, що нормоване значення коефіцієнту кореляції \tilde{R}^2 (R – квадрат) отриманої математичної моделі (3.16) дорівнює 0.99, а сама кореляційна модель задовольняє усім необхідним умовам адекватності (див. наприклад [146 – 149]). Для валідації отриманої математичної моделі (3.16) для критерія Зоммерфельда, порівняємо значення, отримані за допомогою сплайн-апроксимації даних таблиць 3.4-3.6 і значення, які отримані за формулою (3.16).

На рисунках 3.5 – 3.7 подані залежності відповідно функцій $S_0(d, 0.6, \delta_0)$ -червона крива, $S_0(d, 0.8, \delta_0)$ -синя крива, $S_0(d, 1, \delta_0)$ -зелена крива, $S_0(d, 1.2, \delta_0)$ -коралова крива від діаметра цапфи d . Точкові чорні лінії на усіх рисунках отримані за допомогою сплайн-апроксимації табличних даних для тих же значень d і l_d . При цьому графіки на рисунку 2 отримані при $\delta_0 = 0.001$, на рисунку 3

при $\delta_0 = 0.002$, на рисунку 4 при $\delta_0 = 0.003$. Наведені результати демонструють відмінну адекватність отриманої математичної моделі (3.16) і практично повне співпадіння із табличними даними.

Геометричні характеристики підшипника ковзання для суднових двигунів Д1 – Д10, які наведені в таблиці 1.5, зокрема, показують, що для цих двигунів: $d \in [0.18, 0.84]$, $l_d \in [0.3385, 0.6818]$, $\delta_0 \in [0.71 \cdot 10^{-3}, 3.89 \cdot 10^{-3}]$. На рисунку 3.8 наведені залежності числа Зоммерфельда $[S_0]$ від діаметра цапфи d для підшипників ковзання суднових двигунів Д1 – Д10. Лінії червоного кольору відповідають значенню $l_d = 0.4$, лінії синього кольору значенню $l_d = 0.5$, лінії зеленого кольору значенню $l_d = 0.6$ і лінії чорного кольору значенню $l_d = 0.7$. При цьому суцільні лінії отримані при $\delta_0 = 0.0025$, пунктирні лінії при $\delta_0 = 0.0015$.

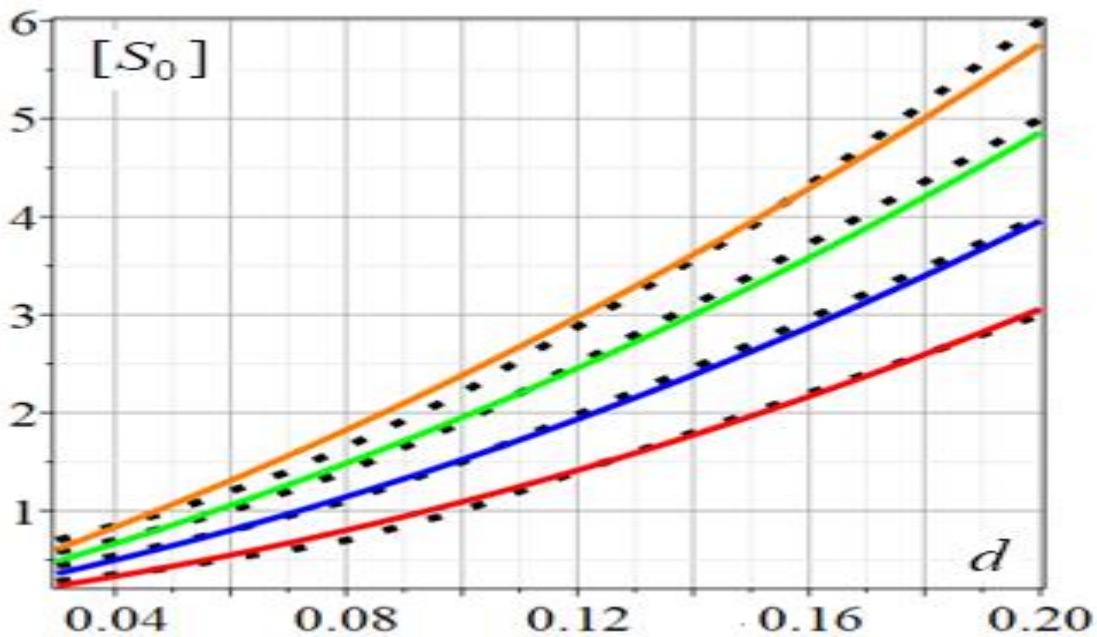


Рис. 3.5. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, $\delta_0 = 10^{-3}$

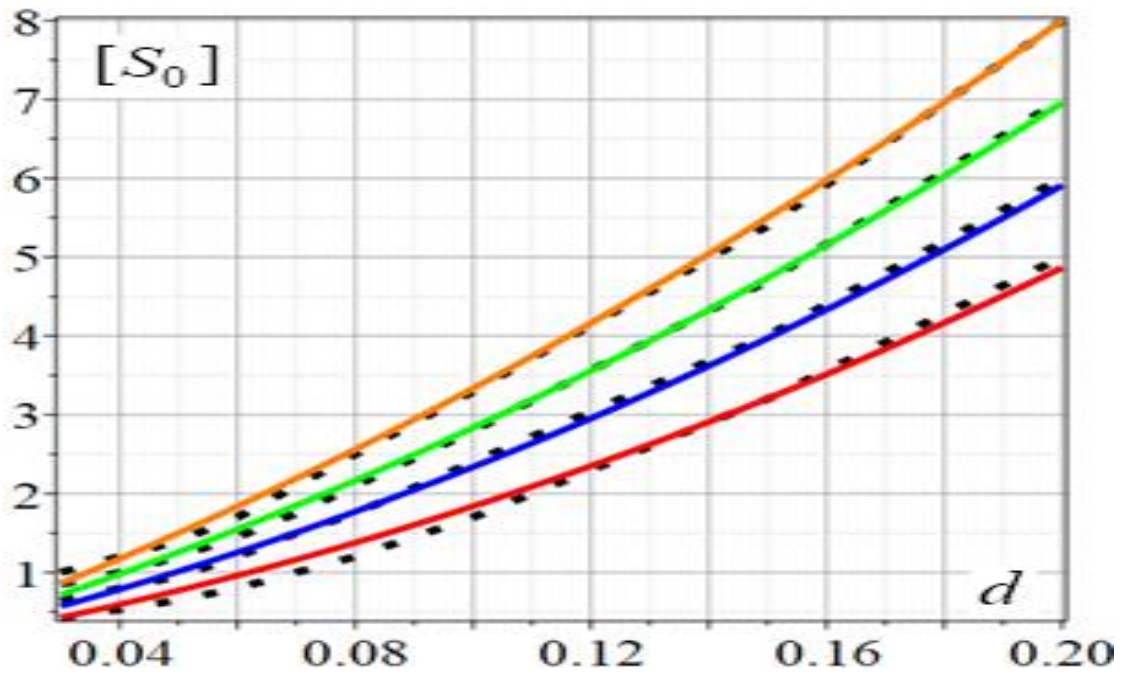


Рис. 3.6. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 2 \cdot 10^{-3}$.

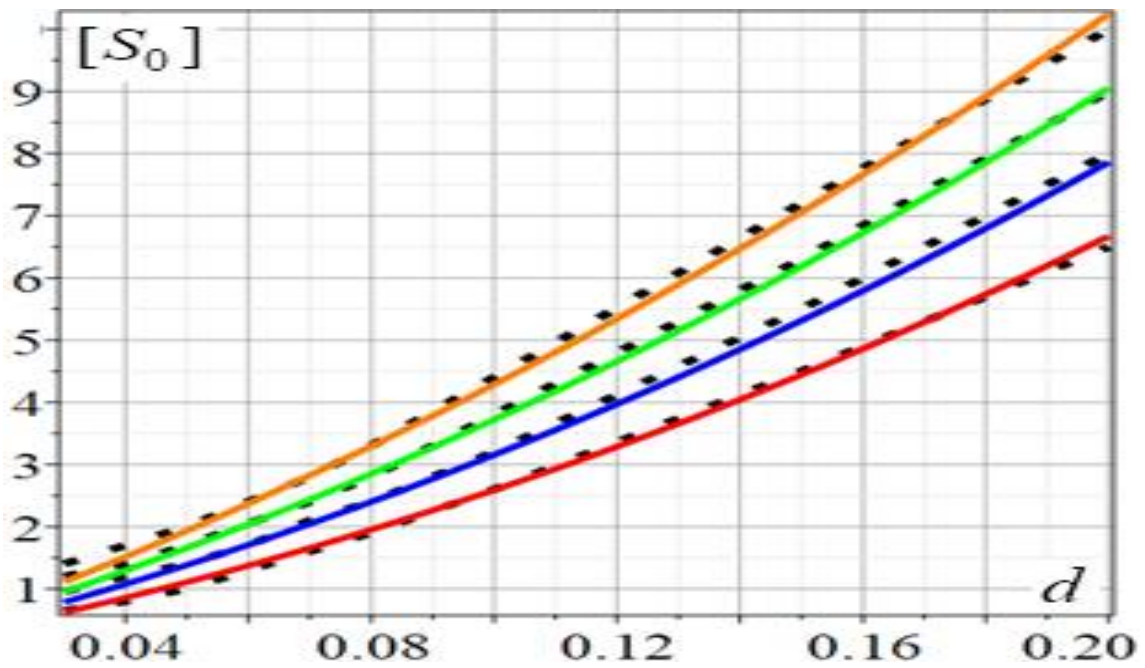


Рис. 3.7. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$, при $\delta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$.

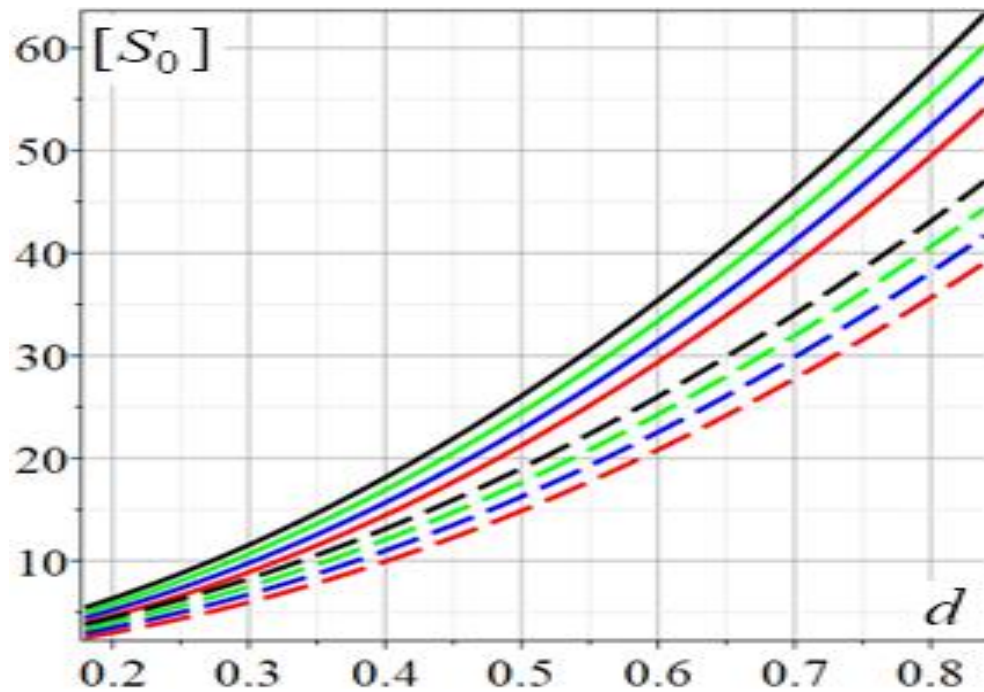


Рис. 3.8. Значення числа Зоммерфельда, при $\delta_0 = 2.5 \cdot 10^{-3}$ і $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$.

На рисунку 3.9 на 3D графіках проілюстровано, як змінюється значення числа Зоммерфельда $[S_0]$ в області зміни технічних параметрів підшипників ковзання СЕУ. Зокрема, поверхня червоного кольору є графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.0007)$, поверхня синього кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.0015)$, поверхня зеленого кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.002)$ і поверхня фіолетового кольору графіком функції $[S_0] = S_0(d, l_D, 0.003)$.

В таблиці 3.4 наведені можливі мінімальні і максимальні значення числа Зоммерфельда для судових двигунів **1 – 10** (таблиці 1.4, 1.5), для шатунних і корінних підшипників ковзання.

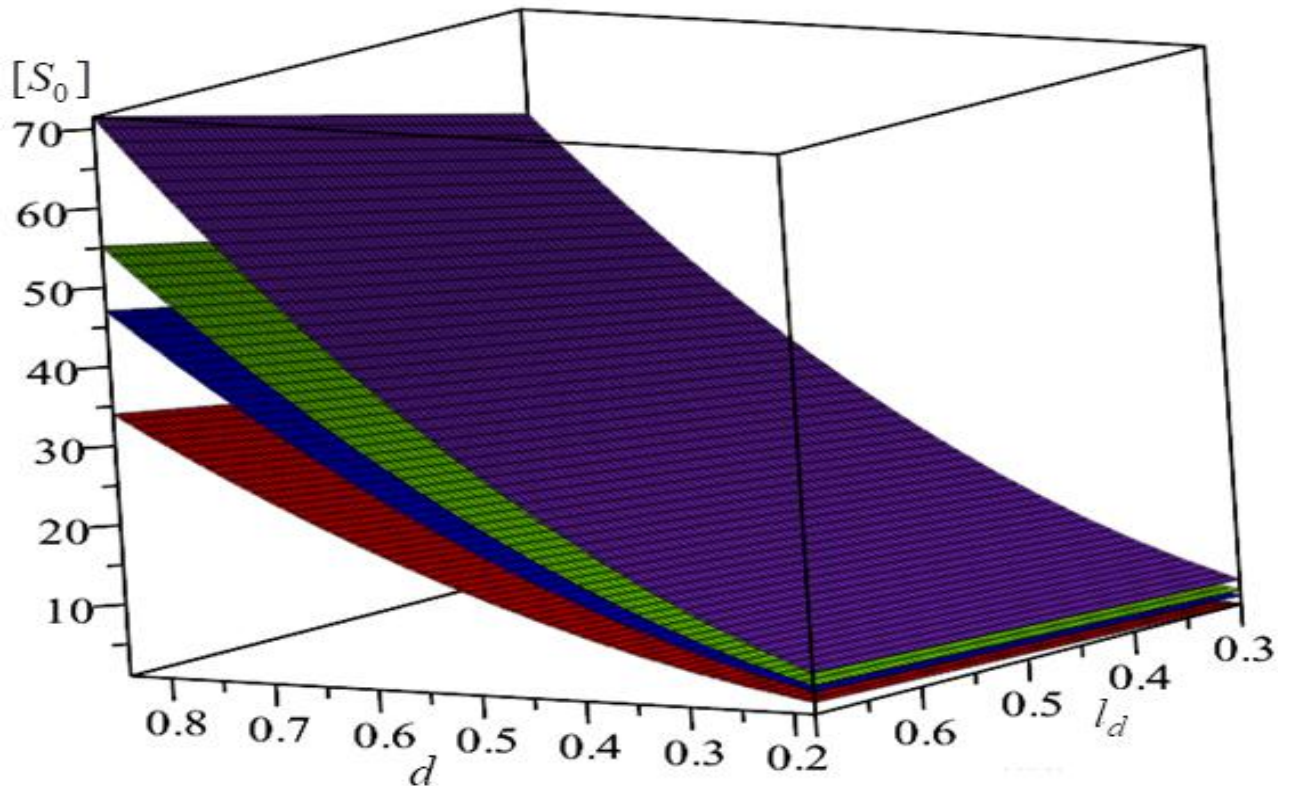


Рис. 6. Значення числа Зоммерфельда при $\delta_0 = 0.7 \cdot 10^{-3}$, $\delta_0 = 1.5 \cdot 10^{-3}$,
 $\delta_0 = 2 \cdot 10^{-3}$, $\delta_0 = 3 \cdot 10^{-3}$.

Таблиця 3.7. Значення числа Зоммерфельда $[S_0]$ підшипників ковзання СЕУ

	Двигун	$[S_0]$	
		Шагунні ПК	Рамові ПК
1	Sulzer 9RTA84C	24.989÷30.210	31.830÷35.601
2	Sulzer 7RTA68	18.485÷21.340	21.883÷25.083
3	MAN B&W 6S50ME-B	11.866÷15.623	16.721÷19.629
4	MAN 12V48/60CR	9.519÷11.818	11.249÷13.847
5	Wärtsilä 46F	10.668÷12.967	11.643÷14.163
6	Wärtsilä 9L32	6.360÷8.275	6.663÷8.759
7	MAN 8L27/38	5.845÷7.672	5.599÷7.544
8	Yanmar 6EY22	4.568÷6.320	4.018÷5.845
9	MTU 20V4000	4.301÷6.013	3.963÷5.769
10	MTU 16V4000 M93	4.301÷6.013	3.963÷5.769

Отже, отримана нова зручна в застосуванні математична числа Зоммерфельда. Показано її адекватність і відмінну узгодженість із існуючими

базами даних значень числа $[S_0]$. Це дає можливість застосувати критерій Зомерфельда (3.13) до підшипників ковзання СЕУ. Зокрема, отримані можливі діапазони зміни числа $[S_0]$ для шатунних і корінних підшипників ковзання основних типів судових двигунів. Встановлено характер зміни числа Зомерфельда в залежності від технічних параметрів підшипників ковзання, зокрема, із збільшенням діаметра цапфи d число $[S_0]$ зростає, воно також зростає, але не так суттєво, при збільшенні відношення l_d . Таким чином, підшипники ковзання СЕУ із більшим діаметром цапфи є більш стійкими до виконання критерію Зомерфельда. Згідно рисунка 6, із збільшенням відносного радіального зазору δ_0 підшипника ковзання значення числа Зомерфельда $[S_0]$ також зростає, але це призводить до збільшення гідродинамічного тертя і підвищенню температури підшипника ковзання.

3.4.3. Критерій по мінімальній в'язкості мастил ПК.

Так як в критерії Зомерфельда (3.13) присутній безрозмірний коефіцієнт навантаженості Φ_p , то виникає можливість врахувати вплив в'язкістних характеристик мастил [125, 128, 132] на режими роботи підшипника ковзання. Зокрема, скориставшись критерієм (3.13) і поданням (3.11), отримаємо умову

$$\frac{p_{sr} \delta_0^2}{\mu \omega_0} < [S_0] \quad (3.16)$$

Звідси, врахувавши співвідношення (3.4), критерій, якому повинно задовольняти в'язкість мастила, для забезпечення режиму рідинного тертя подамо так:

$$\mu > \mu_{kr}, \quad \mu_{kr} = \frac{30 p_{sr} \delta_0^2}{\pi [S_0] n_0} \quad [\text{Па} \cdot \text{с}] \quad (3.17)$$

Умову (3.17) можна уточнити, якщо використати замість середнього значення питомого тиску, його максимальне значення p_{\max} , в результаті критерій (3.17) подамо так

$$\mu > \mu_{\text{крм}}, \mu_{\text{крм}} = \frac{30 p_{\max} \delta_0^2}{\pi [S_0] n_0} \text{ [Па} \cdot \text{с]} \quad (3.18)$$

Отже, за допомогою критеріїв (3.17), (3.18) можна встановити, чи будуть забезпечувати в'язкісні характеристики мастил рідинний режим мащення, якщо будуть визначенні значення p_{sr} або p_{\max} . Але при цьому встановлюється тільки нижня границя в'язкості. Очевидно, для забезпечення оптимального режиму мащення, повинна бути і верхня границя в'язкості. Оскільки, занадто велика в'язкість мастил призведе до збільшення спротиву обертанню цапфи ПК.

3.4.4. Критерій по мінімальній товщині масляного шару ПК.

Очевидно, що для забезпечення режиму рідинного тертя підшипників ковзання необхідно також виконання умови (3.1), тобто мінімальна товщина масляного шару h_{\min} повинна бути більшою сумарної висоти нерівностей $h_j + h_s$ робочих поверхонь.

$$h_{\min} > h_j + h_s. \quad (3.19)$$

Виходячи із нерівності (3.19), вводиться критерій надійності для рідинного тертя-ковзання в ПК:

$$k \geq k_0, k = \frac{h_{\min}}{h_j + h_s}, \quad (3.20)$$

де k – фактор надійності для рідинного тертя, k_0 – його допустиме значення. За звичай, для обробки поверхонь цапф і вкладишів судових ПК, вибираються високі класи чистоти (на рівні $\nabla 10 - \nabla 12$), при цьому $h_j < 0.3 \text{ мкм}$, $h_s < 0.5 \text{ мкм}$.

Отже, враховуючи, що при технічних характеристиках шийок суднових колінвалів, прогини в них практично відсутні, критерій (3.21) перепишемо так

$$h_{\min} \geq 8 \cdot 10^{-6} \kappa_0 [м]. \quad (3.21)$$

Для суднових підшипників ковзання допустиме значення фактору надійності можна взяти рівним двом: $\kappa_0 = 2$.

Для застосування критерію (3.21) потрібно вміти визначати значення мінімальної товщини масляного шару h_{\min} в підшипниках ковзання при різних режимах експлуатації.

3.4.5. Температурні критерії робочої зони ПК.

Важливим показником для моніторингу роботи підшипників ковзання СЕУ є температура в робочій зоні ПК, яку визначають із рівняння теплового балансу, згідно якому, кількість тепла Q_l [Вт] за одиницю часу, що виділяється за рахунок роботи сил тертя в масляному шарі ПК, врівноважується кількістю тепла Q_o [Вт] за одиницю часу, що виводиться мастилом, яке витікає із торців ПК, і кількістю тепла Q_b [Вт] за одиницю часу, що розсіюється через поверхню корпусу підшипника, тобто

$$Q_l = Q_o + Q_b \quad (3.22)$$

Згідно закону збереження енергії, кількість тепла, що виділяється в масляному шарі ПК за одиницю часу дорівнює потужності сили тертя:

$$Q_l = F_T \cdot v \text{ [Вт]}.$$

Силу тертя можна подати через безрозмірний коефіцієнтом спротиву обертанню цапфи Φ_T так

$$F_T = k_2 L d \cdot \Phi_T, \quad k_2 = \frac{\mu_0 \omega_0}{\delta_0} \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \right] \quad (3.23)$$

Останнє подання, а також формули (3.10), (3.11) і (3.5) дозволяють виразити кількість тепла за одиницю часу, яка виділяється в масляному шарі за рахунок тертя, так

$$Q_l = \Phi_T \frac{\mu L d \omega^2}{\delta_0} [\text{Вт}] \quad (3.24)$$

Кількість мастил m_o , що протікає через ПК за секунду можна визначити за формулою:

$$m_o = q L d \frac{\delta_0 \omega}{2} \quad (3.25)$$

В загальному випадку безрозмірний коефіцієнт q повної витрати мастила можна подати так

$$q = q_T + q_H + q_K \quad (3.26)$$

де q_T – коефіцієнт, який враховує кількість мастил, що витікає із торців робочої ділянки масляного шару, q_H – коефіцієнт, який враховує кількість мастил, що витікає із торців неробочої ділянки масляного шару, q_K – коефіцієнт, який враховує додаткову кількість мастил, що витікає із канавок. зауважимо, що розрахункові формули для вказаних коефіцієнтів можна знайти, зокрема, в роботах Коровчинського М. В. (див. наприклад [mahk]), там же отримані детальні таблиці значень коефіцієнту q_T .

Враховуючи подання (3.26), кількість тепла Q_o [Вт] за одиницю часу, що виноситься мастилом можна подати так

$$Q_o = q L d \frac{\delta_0 \omega}{2} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (3.27)$$

де c – питома теплоємність мастила (для мінеральних мастил $c \approx 2000$ $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right]$), ρ – густина мастила (для мінеральних мастил $\rho \approx 900$ $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$).
 T_{out} [deg C] – температура мастила на вході в ПК, T_{in} [deg C] – температура мастила на виході із ПК.

Кількість тепла Q_b [Вт] за одиницю часу, що розсіюється через поверхню корпусу підшипника можна визначити за формулою

$$Q_b = \alpha \pi d L (T_{in} - T_{out}), \quad (3.28)$$

де $\alpha \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}} \right]$ – коефіцієнт теплопередачі (належить проміжку: 9.3 – 16.3 [Вт/(м²К)])

Підставивши вирази (3.24), (3.27) і (3.28) в рівняння теплового балансу (3.22), отримаємо приріст температури мастил на виході із ПК

$$\Delta T = T_{it} - T_{out} = \frac{2\Phi_T \mu \omega^2}{\delta_0 (2\alpha \pi + q \delta_0 \omega c \rho)} \quad (3.29)$$

Якщо врахувати, зв'язок між безрозмірними коефіцієнтами Φ_P , Φ_T і коефіцієнтом гідродинамічного тертя:

$$f_T = \delta_0 \frac{\Phi_T}{\Phi_P}, \quad (3.30)$$

то формулу (3.29) перепишемо так

$$\Delta T = T_{it} - T_{out} = \frac{2f_T \Phi_P \mu \omega^2}{\delta_0^2 (2\alpha \pi + q \delta_0 \omega c \rho)} \quad (3.31)$$

Середню температуру масла T [deg C] в зоні контакту можна знайти за формулою:

$$T = T_{in} - 0.5\Delta T, \quad (3.32)$$

або скориставшись формулою (3.29), обчислити так

$$T = T_{in} - \frac{f_T \Phi_P \mu \omega^2}{\delta_0^2 (2\alpha\pi + q\delta_0 \omega c\rho)}. \quad (3.32)$$

Враховуючи, що температура (3.32) не повинна перевищувати деякого розрахункового критичного значення T_{krt} [град C], отримаємо критерій рідинного тертя по температурі:

$$T_{in} - \frac{f_T \Phi_P \mu \omega^2}{\delta_0^2 (2\alpha\pi + q\delta_0 \omega c\rho)} \leq T_{krt} \quad (3.33)$$

Останній, із урахуванням формули (3.29), можна записати так

$$T_{in} - \frac{\Phi_T \mu \omega^2}{\delta_0 (2\alpha\pi + q\delta_0 \omega c\rho)} \leq T_{krt}. \quad (3.34)$$

В отриманих критеріях міститься, крім фізико-технічних параметрів ПК і мастил, розрахункові характеристики роботи ПК, а саме, безрозмірні коефіцієнти Φ_P , Φ_T , f_T і q .

3.5. Висновки до третього розділу.

В даному розділі проведено системний аналіз цілей, задач і етапів а також критеріїв, які використовують моніторингу та діагностики, ПК суднового пропульсивного комплексу і встановлено наступне:

1. Основною задачею при проведенні моніторингу роботи ПК є забезпечення його безаварійної роботи, що забезпечується, зокрема, підтриманням рідинного режимів тертя-ковзання і допустимого навантаження в процесі експлуатації.

2. Одним із основних методів забезпечення безаварійної роботи ПК є моніторинг виконання критеріїв, як при роботі в режимах близьких до граничних, так і при роботі в режимі рідинного тертя.
3. Встановлено, що основними критеріями при роботі ПК в режимах близьких до граничних є критерії:
 - По максимальному навантаженню, умови (3.2);
 - По максимальній швидкості ковзання, умова (3.3);
 - Навантажувально-швидкісний критерій, умови (3.9).
4. Для основних типів головних і допоміжних СЕУ наведені критичні параметри вказаних критеріїв, (див. Таблиці 3.1 – 3.3), і проаналізовано, як вони змінюються в залежності від типу двигуна.
5. Встановлено, що основними критеріями, які забезпечують безаварійну роботу ПК при рідинних режимах тертя ковзання є критерії:
 - Критерій Зомерфельда, умови (3.13);
 - Критерій по мінімальній в'язкості мастил в ПК, умова (3.18);
 - Критерій по мінімальній товщині масляного шару в ПК, умова (3.20);
 - Температурні критерії в робочій зоні ПК, умови (3.33), (3.34).
6. Проведено вдосконалення критерію Зомерфельда, шляхом отримання нової математичної моделі (3.16) для визначення числа Зомерфельда $[S_0] = S_0(d, l_D, \delta_0)$, і проведено її валідацію (див. Рисунки 3.5 – 3.7)
7. Отримана математична модель враховує технічні параметри ПК і дозволяє визначити на першому етапі умови рідинного тертя-ковзання ПК. На рисунках 3.8 і 3.9 наведені залежності $[S_0]$ від діаметра цапфи d , відношення l_d і відносного радіального зазору δ_0 . Для основних типів СЕУ значення числа Зомерфельда $[S_0]$ наведені в таблиці 3.4.

8. Отримані критерії рідинного тертя-ковзання (3.13), (3.17), (3,20), (3.33) та (3.34) показують, що для їх застосування, крім фізико-технічних параметрів ПК і мастил, потрібно знати інтегральні показники роботи ПК, зокрема, коефіцієнт навантаженості Φ_p , коефіцієнт спротиву обертанню Φ_T , коефіцієнт гідродинамічного тертя f_T , значення максимального питомого тиску в робочій зоні ПК.
9. Вказані інтегральні параметри роботи ПК підлягають визначенню, шляхом розв'язання відповідних граничних задач для диференціальних рівнянь Рейнольдса. Отже, вдосконалення моніторингу ПК безпосередньо пов'язано із вдосконаленням критеріїв їх роботи, до якого, зокрема, можна віднести: врахування неньютонівських в'язкістних характеристик мастил, отримання для інтегральних показників роботи ПК адекватних, зручних в застосуванні, нових математичних моделей. Вирішенню вказаної проблеми і присвяченні дослідження, які викладені в наступних розділах.

РОЗДІЛ 4. ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕГРАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСУ ІЗ УРАХУВАННЯМ НЕНЬЮТОНІВСЬКОЇ ПОВЕДІНКИ МАСТИЛ.

Четвертий розділ дисертаційного дослідження присвячений розв'язанню важливих допоміжних задач, а саме визначенню розподілу відносного питомого тиску і інтегральних характеристик підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу.

4.1 Постановка задачі, основні гіпотези, математична модель.

Процеси які відбуваються в підшипниках ковзання (парах ковзання), є граничними задачами для мастильного шару між контактуючими (робочими) поверхнями, а саме цапфи (наприклад, шийки колінвалу) і вкладиша підшипника та досліджується теорією гідродинамічного мащення. Мастильний шар, який знаходиться під постійним динамічним навантаженням (силою) $\vec{F} = (P; R_T)$, де P [Н] – величина радіального навантаження (сили) R_T [Н] – величина тангенціального навантаження (сили), покликаний запобігти безпосередньому контакту робочих поверхонь і забезпечити безаварійну роботу ПК. Як було показано в попередньому розділі, наявність або відсутність мастильного шару та його стан, тобто режими роботи ПК, можна визначити за допомогою різного роду критеріїв, які спираються на інтегральні показники мастильного шару, а саме безрозмірні коефіцієнти навантаження Φ_P , спротиву обертання Φ_T , гідродинамічного тертя f_T , а також значень мінімального зазору (товщини мастильного шару) h_{\min} [м] і максимального тиску p_{\max} [Па] в мастильному шарі. Для отримання вказаних величин потрібно знати розподіл тиску, гідродинамічних напруження зсуву в масляному шарі і його товщину. Ці

величини і підлягають визначенню із відповідних граничних задач гідродинаміки для мастильного шару

4.1.1. Диференціальні рівняння руху мастильного шару в парі ковзання.

Розглянемо фрагмент пари ковзання в декартовій системі координат XYZ (див. Рис. 4.1.), в якій цапфа (шип) і підшипник (вкладиш) розділені масляним шаром. Будемо вважати, що тиск у мастильному шарі не змінюється по товщині, тобто не залежить від координати y : $p = p(x, z)$

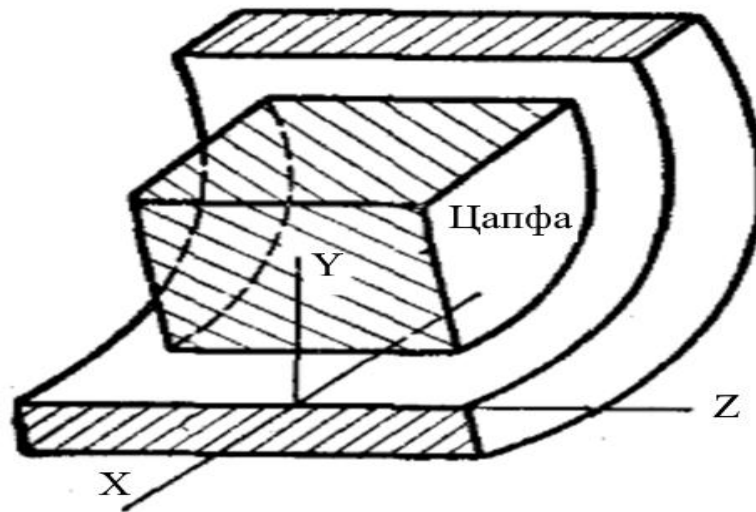


Рис. 4.1. Фрагмент підшипника ковзання.

Якщо знехтувати інерційними властивостями мастильного шару, то рівняння руху мастила в такому фрагменті, подамо так

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \end{array} \right. \quad (4.1)$$

Ця система рівнянь, яка пов'язує тиск $p = p(x, z)$ і компоненти швидкості v_x і v_z мастильного шару відповідно в напрямку осей координат X і Z , називаються рівняннями Рейнольдса.

До системи (4.1), необхідно доєднати рівняння Ньютона, які пов'язують напруження зсуву в масляному шарі і градієнти швидкостей по товщині мастильного шару

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \mu \frac{\partial v_x}{\partial y} \\ \tau_{zy} = \mu \frac{\partial v_z}{\partial y} \\ \tau_{xz} = 0 \end{cases} \quad (4.2)$$

Слід зауважити, що в рівняннях (4.1) і (4.2) не враховані доданки, порядок малості яких вище відносного радіального зазору δ_0 .

Із другого рівняння системи (4.1) витікає, що гідродинамічний тиск із точністю δ_0 не змінюється по товщині мастильного шару і залежить від координат x і z . Що дає можливість проінтегрувати два рази перше і третє рівняння системи (4.1), в результаті отримаємо

$$\frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{y^2}{2} = \mu \cdot v_x + g_1(x, z) \cdot y + g_2(x, z), \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} \cdot \frac{y^2}{2} = \mu \cdot v_z + g_3(x, z) \cdot y + g_4(x, z), \quad (4.4)$$

де $g_1(x, z)$, $g_2(x, z)$ – деякі довільні функції.

З урахуванням ефекту прилипання мастила до поверхонь, які обмежують мастильний шар, граничні умови для швидкостей v_x і v_z , запишемо так

$$v_x|_{y=0} = 0, \quad v_z|_{y=0} = 0, \quad (4.5)$$

$$v_x|_{y=h} = u, \quad v_z|_{y=h} = w, \quad (4.6)$$

де h – висота мастильного шару; u і w – складові швидкості шипа в напрямку осей координат X і Z . Скориставшись граничними умовами (4.5) і (4.6), визначимо складові швидкостей мастильного шару

$$v_x = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot y \cdot (y - h) + u \cdot \frac{y}{h} \quad (4.7)$$

$$v_z = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot y \cdot (y - h) + w \cdot \frac{y}{h} \quad (4.8)$$

Подання (4.7) і (4.8) дають можливість, скориставшись рівняннями нерозривності середовища, отримати узагальнення *рівняння Рейнольдса* для визначення тиску на випадок нестационарного руху в'язкої стисливої рідини при коефіцієнті в'язкості, що залежить від стану мастил

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3 \rho}{\mu} \frac{dp}{dx} \right) + \frac{d}{dz} \left(\frac{h^3 \rho}{\mu} \frac{dp}{dz} \right) = 12\rho v + 6 \frac{\partial(\rho u h)}{\partial x} + 6 \frac{\partial(\rho w h)}{\partial z} + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (4.9)$$

Рівняння (4.9) є фундаментальним в гідродинамічній теорії мащення.

4.1.2. *Математична модель плоского руху мастильного шару в парі ковзання.*

В загальному випадку розв'язання диференціального (4.9) викликає певні математичні труднощі, а його розв'язок має доволі складний, незручний в застосуванні вигляд. Тому розглянемо підшипник ковзання, у якого течією мастил вздовж твірної тіл, що утворюють пару ковзання, можна знехтувати: $w = 0$ (плоска задача теорії мащення), будемо також вважати, що результуюча на підшипник сила \vec{F} , зводиться до радіальної сили: $R_T = 0$. Нехай внутрішнє тіло пари ковзання (цапфа), радіус якої R_1 , обертається по часовій стрілці із сталою швидкістю $\omega(t) = \omega_0$ в середині вкладиша радіуса R_2 , ($R_2 > R_1$), (див. Рис. 4.1). Між вкладишем і цапфою, в результаті подачі мастил, виникає тонкий

мастильний шар змінної товщини $h = h(\varphi)$. Кут φ задовольняє умові $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$, де φ_1, φ_2 – кути, які визначають границі робочої зони мастильного шару, тобто зони, для кожного значення φ якої, виникає додатній гідродинамічний тиск $p = p(\varphi)$, який залежить від кута φ .

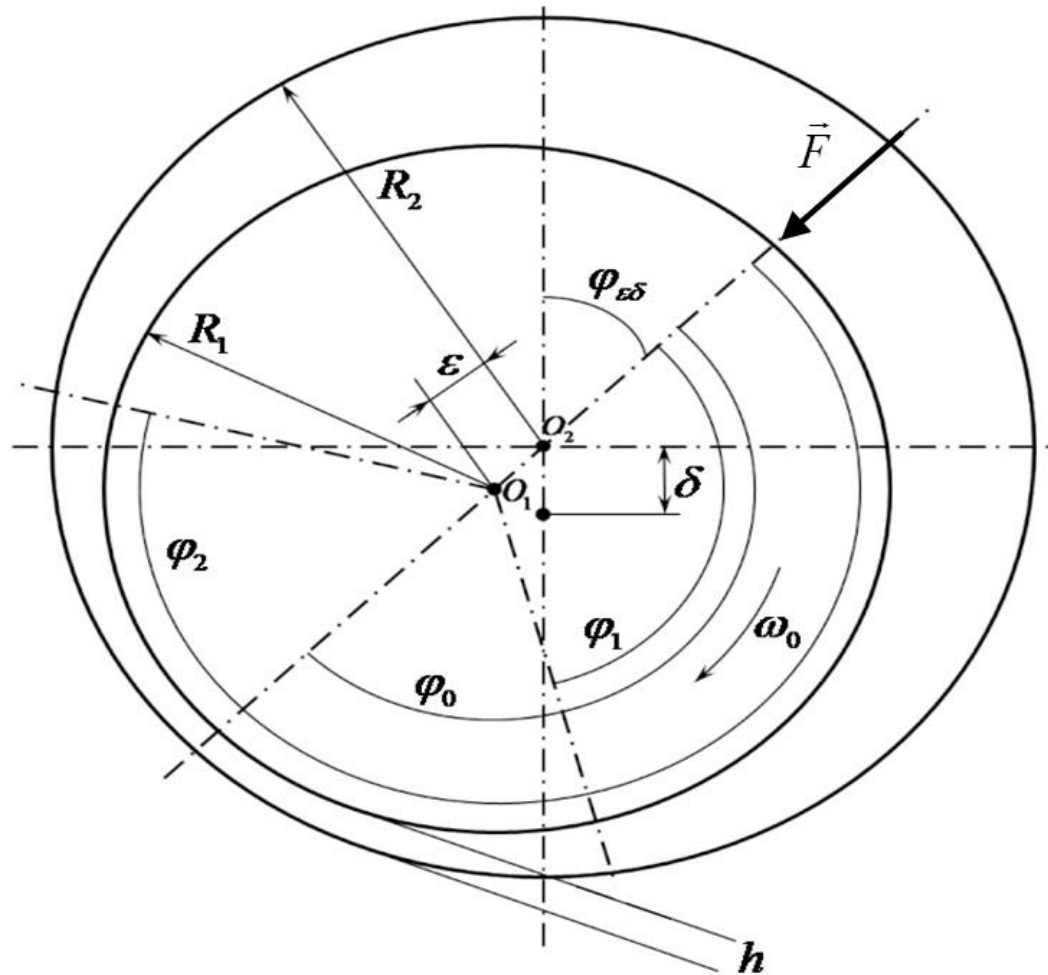


Рис.4.2. Модель руху мастильного шару в підшипнику ковзання

Дотичне гідродинамічне напруження зсуву в мастильному шарі також залежить від кута φ і від координати y , при цьому $\tau_{zy} = 0$, $\tau_{xy} = \tau_\varphi = \tau_\varphi(\varphi, y)$. Визначення тиску $p(\varphi)$ і зсувного напруження $\tau_\varphi = \tau_\varphi(\varphi, y)$ є основною задачею теорії гідродинамічного мащення, на основі розв'язків якої, розраховують критерії безаварійної роботи підшипника ковзання. Ця задача розпадається на дві

послідовно розв'язуванні задачі, а саме: задачу визначення гідродинамічного тиску $p(\varphi)$ і задачу по визначенні гідродинамічного напруження зсуву τ_φ .

При цьому слід зауважити, що інтегральні характеристики ПК при зроблених припущеннях, а саме коефіцієнти навантаження Φ_P , спротиву обертання Φ_T , гідродинамічного тертя f_T , та відповідні інтегральні характеристики $\widehat{\Phi}_P$, $\widehat{\Phi}_T$ і \widehat{f}_T ПК скінченої довжини пов'язані так

$$\frac{\widehat{\Phi}_P}{\Phi_P} = \kappa_1, \quad \frac{\widehat{\Phi}_T}{\Phi_T} = \kappa_2, \quad \frac{\widehat{f}_T}{f_T} = \frac{\kappa_2}{\kappa_1}. \quad (4.10)$$

Для визначення коефіцієнтів κ_1 і κ_2 можна скористатись, наприклад, методикою, описаною в роботах Коровчинского М. В. (див. наприклад [132]). Отже із урахуванням співвідношень (4.10), перехід до плоскої задачі теорії мащення, можна вважати обґрунтованим.

Для розв'язання першої задачі скористаємось диференціальним рівнянням Рейнольдса (4.9), яке в припущеннях стаціонарності процесу, що обумовлюється сталою швидкістю обертання, а також із урахуванням співвідношень $x = R_1 \cdot \varphi$, $u = R_1 \cdot \omega_0$, $v = w = 0$, подамо так

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{h^3}{\mu(p, T)} \frac{dp}{d\varphi} \right) = 6\omega_0 R_1^2 \frac{dh}{d\varphi}, \quad \varphi_1 < \varphi < \varphi_2, \quad (4.11)$$

Будемо вважати мастило ньютонівським, а залежність його динамічної в'язкості від тиску і температури визначається формулою (1.3)

Будемо також вважати що на початку і кінці робочої контактної зони тиск дорівнює нулю

$$p(\varphi_1) = p(\varphi_2) = 0. \quad (4.12)$$

Слід зауважити, що умови (4.12) використовують для визначення границі робочої зони, при цьому початок цієї зони, тобто значення φ_1 , залежить від місця подачі мастил в робочу зону пари ковзання. По цьому признаку для СЕУ розрізняють два основних типи ковзних підшипників: *повні підшипники* (full bearing - FB), у яких подача мастил відбувається в верхній точці ковзної пари, а масляний шар охоплює всю цапфу; та *половинні підшипники* (half bearing – HB), у яких подача мастил відбувається в горизонтальній площині з'єднання вкладиша, а робоча зона починається в районі подачі мастил. В обох випадках φ_1 і φ_2 суттєво залежать від відносного ексцентриситету пари ковзання:

$$\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon}{\delta}, \quad (4.13)$$

де $\delta = R_2 - R_1$, ε – ексцентриситет центрів тіл пар ковзання (див. рис. 4.1).

Слід також відмітити, що при виконанні другої умови із (4.12), гідродинамічний тиск при $\varphi > \varphi_2$ повинен залишатись невід'ємним: $p(\varphi) \geq 0$. Це обумовлює, зокрема, виконання додаткової умови

$$p'(\varphi_2) = 0. \quad (4.14)$$

Товщину масляного шару в парі ковзання подамо так:

$$h(\varphi) = \delta + \varepsilon \cdot \cos\varphi = \delta(1 + \varepsilon_0 \cdot \cos\varphi). \quad (4.15)$$

Слід зауважити, що формула (4.15) носить наближений характер, так як при її виводі знехтували членами порядку малості вищими ніж відносний радіальний зазор δ_0 . Це потрібно враховувати при визначенні кута максимального тиску і границь пар ковзання.

Перейдем в рівнянні (4.11), поданнях (1.3) і (4.15) до безрозмірних величин, тобто до безрозмірного тиску $\tilde{p}(\varphi)$ і товщини мастильного шару $\tilde{h}(\varphi)$

$$p(\varphi) = k_1 \tilde{p}(\varphi), \quad h(\varphi) = \tilde{h}(\varphi) \delta, \quad k_1 = \frac{\mu_0 \omega_0}{\delta_0^2} [\text{Па}]. \quad (4.16)$$

Ввівши безрозмірний коефіцієнт $\tilde{\xi} = \xi \cdot k_1$, і врахувавши подання $\mu = \mu_0 e^{\tilde{\xi} \tilde{p}(\varphi)}$, рівняння (4.11), залежність (4.15) і умови (4.12), (4.14), в безрозмірних величин подамо так

$$\begin{cases} \frac{d}{d\varphi} \left(\tilde{h}^3 e^{-\tilde{\xi} \tilde{p}(\varphi)} \frac{d\tilde{p}}{d\varphi} \right) = 6 \frac{d\tilde{h}}{d\varphi}, & \varphi_1 < \varphi < \varphi_2. \\ \tilde{h}(\varphi) = 1 + \varepsilon_0 \cos \varphi, \end{cases} \quad (4.17)$$

$$\tilde{p}(\varphi_1) = \tilde{p}(\varphi_2) = 0; \quad \tilde{p}'(\varphi_2) = 0. \quad (4.18)$$

Слід зауважити, що всі параметри математичної моделі (4.17), (4.18) можна розділити на три групи

- Конструктивні параметри пари ковзання і параметри усталеного процесу ковзання: $\delta_0, R_1, R_2, \omega_0$;
- Характеристики мастил μ_0, ξ ;
- Змінні параметри процесу ковзання $\varepsilon_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_0, \varphi_{\varepsilon\delta}$.

В третій групі φ_0 – кут максимального гідродинамічного тиску, $\varphi_{\varepsilon\delta}$ – кут відхилення лінії центрів від вертикальної осі дії навантаження. В процесі розв'язання саме параметри третьої групи підлягають уточненню і визначенню. Слід також зауважити, що радіальний зазор δ_0 , в процесі експлуатації має тенденцію до збільшення.

Отримане диференціальне рівняння другого порядку (4.17) є не лінійним. Для подальшого його спрощення, введемо нову невідому функцію:

$$q(\varphi) = e^{-\tilde{\xi} \tilde{p}(\varphi)}, \quad \tilde{p}(\varphi) = \frac{-1}{\tilde{\xi}} \ln q(\varphi). \quad (4.19)$$

Функцію $q(\varphi)$ можна вважати *логарифмічним питомим тиском*, через яку подано відносний гідродинамічний тиск, який є невід'ємним: $\tilde{p}(\varphi) \geq 0$ при усіх значеннях кута φ . Отже логарифмічний питомий тиск $q(\varphi)$ повинен задовольняти умовам:

$$0 < q(\varphi) \leq 1. \quad (4.20)$$

Враховавши формули (4.19) математичну модель (4.17) – (4.18) подамо так

$$\begin{cases} \frac{d}{d\varphi} \left(\tilde{h}^3 \frac{dq}{d\varphi} \right) = -6\tilde{\xi} \frac{d\tilde{h}}{d\varphi} \\ \tilde{h}(\varphi) = 1 + \varepsilon_0 \cos \varphi \end{cases} \quad (4.21)$$

$$q(\varphi_1) = q(\varphi_2) = 1; \quad q'(\varphi_2) = 0. \quad (4.22)$$

Таким чином, задача по визначення тиску в мастильному шарі і товщини мастильного шару робочої зони пари ковзання за відсутності витікання мастил на торцях зведена до краєвої задачі (4.18), (4.18), або до краєвої задачі (4.21), (4.22) відносно безрозмірних величин.

4.2 Визначення розподілу питомого тиску і зсувних напружень в мастильному шарі.

4.2.1. Визначення розподілу питомого тиску

Із першого рівняння системи (4.21) отримаємо

$$\frac{dq}{d\varphi} = -6\tilde{\xi} \frac{\tilde{h} + C}{\tilde{h}^3}. \quad (4.23)$$

Враховуючи перші дві умови із (4.22) і теорему Ролля, можемо стверджувати, що на інтервалі (φ_1, φ_2) існує точка φ_0 , в якій $q'(\varphi_0) = 0$. Остання рівність дає можливість невідому C подати так $C = -\tilde{h}_0 = -1 - \varepsilon_0 \cos(\varphi_0)$, а диференціальне рівняння записати у вигляді

$$dq = -6\tilde{\xi} \frac{\tilde{h}(\varphi) - \tilde{h}_0}{\tilde{h}^3(\varphi)} d\varphi. \quad (4.24)$$

Слід зауважити, що згідно нерівності (4.20) і формулам (2.19), (4.22) можна стверджувати, що в точці φ_0 функція $q(\varphi)$ досягає мінімуму, а *відносний гідродинамічний тиск* $\tilde{p}(\varphi)$ максимуму.

Точний розв'язок диференціального рівняння (4.1), який задовольняє другій крайовій умові (4.22), подамо так

$$q(\varphi) = 1 - 6\tilde{\xi} \int_{\varphi}^{\varphi_2} \frac{\tilde{h}_0 - \tilde{h}(\psi)}{\tilde{h}^3(\psi)} d\psi = 1 - 6\tilde{\xi}\varepsilon_0 \int_{\varphi}^{\varphi_2} \frac{\cos \varphi_0 - \cos \psi}{\tilde{h}^3(\psi)} d\psi. \quad (4.25)$$

Реалізуємо першу граничну умову із (4.22), отримаємо умову для визначення кута φ_0 , тобто

$$q(\varphi_1) = 1; \Rightarrow \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\cos \psi - \cos \varphi_0}{(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)^3} d\psi = 0. \quad (4.26)$$

Зауважимо, що рівняння (4.26) для визначення кута φ_0 , при якому питомий гідродинамічний тиск досягає максимум, не містить безрозмірного параметра $\tilde{\xi}$, і отже не залежить від в'язкістних характеристик мастил, від відносного радіального зазору δ_0 і кутової швидкості обертання цапфи ω_0 , а залежить тільки від відносного ексцентриситету ε_0 . Крім того, виконання перших двох умов із (4.22) також не залежить від параметра $\tilde{\xi}$. Дійсно, перша умова із (4.22), згідно вибору подання (4.25), виконується не залежно від параметра $\tilde{\xi}$, а рівняння (4.26) взагалі не містить цей параметр. Отже доказано наступне твердження:

Границі робочої зони φ_1 і φ_2 , а також кут максимального тиску φ_0 для ньютонівських мастил і для неньютонівських мастил, (модель Баруса (1.3)), залежать тільки від відносного ексцентриситету ε_0 .

Далі, скориставшись другою формулою (4.19), визначимо розподіл відносного питомого гідродинамічно тиску $\tilde{p}(\varphi)$ в робочому шарі ПК для неньютонівського мастила

$$\tilde{p}(\varphi) = \frac{-1}{\tilde{\xi}} \ln(q(\varphi)) = \frac{-1}{\tilde{\xi}} \ln \left(1 - 6\tilde{\xi} \int_{\varphi}^{\varphi_2} \frac{\tilde{h}_0 - \tilde{h}(\varphi)}{\tilde{h}^3(\varphi)} d\varphi \right). \quad (4.27)$$

Не важко встановити, скориставшись правилом Лопіталя, що при $\xi \rightarrow 0$, отриманий розв'язок $\tilde{p}(\varphi)$ буде прямувати до розподілу безрозмірного питомого гідродинамічно тиску для ньютонівських мастил $\tilde{p}_n(\varphi)$:

$$\tilde{p}_n(\varphi) = \lim_{\xi \rightarrow 0} \tilde{p}(\varphi),$$

що підтверджує коректність отриманого розв'язку (4.27).

4.2.2. Визначення розподілу зсувних напружень в мастильному шарі.

Обертанню цапфи чинить спротив сила в'язкого гідродинамічного зсуву мастильного шару, яку в системі координат, пов'язаній із нормаллю і дотичною до цапфи, можна подати так: $\vec{F}_T = (0; F_T)$. Величина $F_T = F_T(y)$ може змінюватись по товщині масляного шару $y \in [0; h]$, і може бути подана через зсувні напруження $\tau_{xy} = \tau_{\varphi n}(\varphi, y)$ в мастильному шарі:

$$F_T(y) = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tau_{\varphi n}(\psi, y) d\psi. \quad (4.28)$$

Скориставшись рівняннями (4.2) і (4.7), зсувні напруження подамо так

$$\tau_{\varphi n} = \mu \frac{\partial v_x}{\partial y}, \quad v_x = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + u \frac{y}{h}, \quad (4.29)$$

де $p(\varphi)$ – тиск в мастильному шарі. Динамічну в'язкість μ для неньютонівських мастил визначається за допомогою формули Баруса (1.3). Підставивши друге

подання співвідношень (4.29) в перше, і врахувавши формули: $x = R_1\varphi$, $u = R_1\omega_0$, які мають місце для плоского обертального руху цапфи, отримаємо:

$$\tau_{\varphi n} = \mu \frac{\omega R_1}{h} + \frac{1}{2R_1} \frac{dp}{d\varphi} (2y - h)$$

В останній рівності, скориставшись співвідношеннями: $p(\varphi) = k_1 \tilde{p}(\varphi)$, $\mu(p) = \frac{\mu_0}{e^{-\tilde{\xi} \tilde{p}(\varphi)}} = \frac{\mu_0}{q(\varphi)}$, і увівши позначення $k_2 = \frac{\mu_0 \omega_0}{\delta_0}$, $\tilde{y} = \frac{y}{\delta}$, перейдемо в до безрозмірних величин

$$\tilde{\tau}_{\varphi n} = \frac{\tau_{\varphi n}}{k_2} = \frac{1}{\tilde{h}q(\varphi)} + \frac{1}{2} \frac{d\tilde{p}}{d\varphi} (2\tilde{y} - \tilde{h}). \quad (4.30)$$

Із урахуванням формули

$$\tilde{p}'(\varphi) = \frac{-1}{\tilde{\xi}} \frac{q'(\varphi)}{q(\varphi)}, \quad (4.31)$$

подання (4.30) перепишемо так

$$\tilde{\tau}_{\varphi n} = \frac{1}{q(\varphi)} \left(\frac{1}{\tilde{h}} - \frac{1}{2\tilde{\xi}} q'(\varphi) (2\tilde{y} - \tilde{h}) \right)$$

Далі скориставшись формулою (4.24), отримаємо

$$\tilde{\tau}_{\varphi n} = \frac{1}{q(\varphi)} \left(\frac{1}{\tilde{h}} + 3 \frac{\tilde{h}(\varphi) - \tilde{h}_0}{\tilde{h}^3(\varphi)} (2\tilde{y} - \tilde{h}) \right) \quad (4.32)$$

Зсувні напруження для неньютонівських мастил, згідно формулі (4.30), змінюються по товщині мастильного шару. Зокрема, на цапфі (при $\tilde{y} = \tilde{h}$), і на втулці (при $\tilde{y} = 0$) отримаємо наступні вирази:

$$\tilde{\tau}_{\varphi h} = \tilde{\tau}_{\varphi n} \Big|_{\tilde{y}=\tilde{h}} = \frac{1}{\tilde{h}q(\varphi)} + \frac{\tilde{h}}{2} \frac{d\tilde{p}}{d\varphi}, \quad \tilde{\tau}_{\varphi v} = \tilde{\tau}_{\varphi n} \Big|_{\tilde{y}=0} = \frac{1}{\tilde{h}q(\varphi)} - \frac{\tilde{h}}{2} \frac{d\tilde{p}}{d\varphi}. \quad (4.33)$$

Звідси із урахуванням формули (4.31), отримаємо

$$\tilde{\tau}_{\varphi h} = \tilde{\tau}_{\varphi n} \Big|_{\tilde{y}=\tilde{h}} = \frac{4\tilde{h}(\varphi) - 3\tilde{h}_0}{q(\varphi)\tilde{h}^2(\varphi)}, \quad \tilde{\tau}_{\varphi v} = \tilde{\tau}_{\varphi n} \Big|_{\tilde{y}=0} = \frac{3\tilde{h}_0 - 2\tilde{h}(\varphi)}{q(\varphi)\tilde{h}^2(\varphi)}. \quad (4.34)$$

Або, із урахуванням формули: $\tilde{h}(\varphi) = 1 + \varepsilon_0 \cos \varphi$, запишемо так

$$\begin{aligned} \tilde{\tau}_{\varphi h} &= \frac{1}{q(\varphi)} \left(\frac{4}{1 + \varepsilon_0 \cos \varphi} - \frac{3\tilde{h}_0}{(1 + \varepsilon_0 \cos \varphi)^2} \right), \\ \tilde{\tau}_{\varphi v} &= \frac{1}{q(\varphi)} \left(\frac{3\tilde{h}_0}{(1 + \varepsilon_0 \cos \varphi)^2} - \frac{2}{1 + \varepsilon_0 \cos \varphi} \right) \end{aligned} \quad (4.35)$$

4.3. Визначення коефіцієнту навантаження і кута лінії центрів для неньютонівських мастил.

Отримані вирази (4.27) і (4.34), (4.35) для розподілу відносного тиску і в'язкого зсуву у мастильному шарі дають можливість записати рівняння рівноваги для цапфи. При радіальному завантаженні (див. рис. 4.2), зовнішньою результуючою силою, що діє на пару ковзання, буде сила: $\vec{F} = (P; 0)$. Ця сила буде урівноважуватись, силами несучої здатності і моментами тертя мастильного шару. В проекціях на осі X , Y баланс сил на цапфі довжини L за відсутності торцевого витікання мастил, подамо так (див. рис 4.2)

$$P = LR_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos(\pi - (\psi + \varphi_\varepsilon)) p(\psi) d\psi + LR_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\pi - (\psi + \varphi_\varepsilon)) \tau_{\varphi h}(\psi) d\psi. \quad (4.36)$$

$$0 = LR_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\pi - (\psi + \varphi_\varepsilon)) p(\psi) d\psi - LR_1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos(\pi - (\psi + \varphi_\varepsilon)) \tau_{\varphi h}(\psi) d\psi. \quad (4.37)$$

Використавши подання (4.16), (4.20), і скориставшись тим, що $k_3 = \delta_0 k_1$, перейдемо в співвідношеннях (4.36), (3.37),) до безрозмірних величин

$$\frac{P}{LR_1 k_1} = - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos(\psi + \varphi_\varepsilon) \tilde{p}(\psi) d\psi + \delta_0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\psi + \varphi_\varepsilon) \tilde{\tau}_{\varphi h}(\psi) d\psi. \quad (4.38)$$

$$0 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\psi + \varphi_\varepsilon) \tilde{p}(\psi) d\psi - \delta_0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos(\psi + \varphi_\varepsilon) \tilde{\tau}_{\varphi h}(\psi) d\psi. \quad (4.39)$$

Виконаємо інтегрування частинами в перших інтегралах останніх рівнянь, скориставшись тим що $\tilde{p}(\varphi_1) = \tilde{p}(\varphi_2) = 0$, в результаті отримаємо

$$\frac{P}{LR_1 k_1} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\psi + \varphi_\varepsilon) (\tilde{p}'(\psi) + \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi h}(\psi)) d\psi. \quad (4.40)$$

$$0 = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos(\psi + \varphi_\varepsilon) (\tilde{p}'(\psi) - \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi h}(\psi)) d\psi. \quad (4.41)$$

Одним із основних показників роботи пар ковзання, який використовуються в критеріях довговічності роботи підшипників ковзання, є *коефіцієнт навантаженості (коефіцієнт несучої сили) ПК*:

$$\Phi_P = \frac{P}{dLk_1} = \frac{P}{dL} \cdot \frac{\delta_0^2}{\mu_0 \omega_0}. \quad (4.42)$$

За допомогою коефіцієнту навантаженості, несучу силу підшипника ковзання подамо так

$$P = \frac{\mu_0 \omega_0}{\delta_0^2} L d \Phi_P = k_1 L d \Phi_P. \quad (4.43)$$

Величину (4.42), згідно (4.40), подамо так

$$\Phi_P = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin(\psi + \varphi_\varepsilon) (\tilde{p}'(\psi) + \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi n}(\psi)) d\psi. \quad (4.44)$$

Або, застосувавши формулу додавання кутів для синуса так

$$\begin{aligned} \Phi_P = & \frac{1}{2} \sin \varphi_\varepsilon \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos \psi \cdot (\tilde{p}'_n(\psi) + \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi n}(\psi)) d\psi + \\ & + \frac{1}{2} \cos \varphi_\varepsilon \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \psi \cdot (\tilde{p}'_n(\psi) + \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi n}(\psi)) d\psi \end{aligned} \quad (4.45)$$

Аналогічно співвідношення (4.39) подамо так

$$\begin{aligned} 0 = & \cos \varphi_\varepsilon \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \cos \psi (\tilde{p}'(\psi) - \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi n}(\psi)) d\psi - \\ & - \sin \varphi_\varepsilon \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \psi (\tilde{p}'(\psi) - \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi n}(\psi)) d\psi. \end{aligned} \quad (4.46)$$

Скориставшись поданнями (4.31) і (4.34) для \tilde{p}' і $\tilde{\tau}_{\varphi n}$, отримаємо наступні формули

$$\frac{1}{2} (\tilde{p}'(\varphi) \pm \delta_0 \tilde{\tau}_{\varphi n}(\varphi)) = \frac{1}{q(\varphi)} \left(\pm \frac{2\delta_0}{\tilde{h}(\varphi)} + \frac{3 \mp 1.5 \cdot \tilde{h}_0 \cdot \delta_0}{\tilde{h}^2(\varphi)} - \frac{3\tilde{h}_0}{\tilde{h}^3(\varphi)} \right). \quad (4.47)$$

Далі введемо позначення

$$\begin{aligned} A_{nc}^\pm &= \pm 2\delta_0 j_1^{nc} + (3 \mp 1.5\tilde{h}_0\delta_0) j_2^{nc} - 3\tilde{h}_0 j_3^{nc}; \\ A_{ns}^\pm &= \pm 2\delta_0 j_1^{ns} + (3 \mp 1.5\tilde{h}_0\delta_0) j_2^{ns} - 3\tilde{h}_0 j_3^{ns}; \end{aligned} \quad (4.48)$$

$$j_k^{nc} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\cos \varphi d\varphi}{q(\varphi)(1 + \varepsilon_0 \cos \varphi)^k}, \quad j_k^{ns} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\sin \varphi d\varphi}{q(\varphi)(1 + \varepsilon_0 \cos \varphi)^k}. \quad (4.49)$$

Врахувавши формули (4.47), (4.48), замість співвідношень (4.45), (4.46) отримаємо наступні формули:

$$\Phi_P = A_{nc}^+ \sin \varphi_\varepsilon + A_{ns}^+ \cos \varphi_\varepsilon. \quad (4.50)$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{\varepsilon\delta} = \frac{A_{nc}^-}{A_{ns}^-}. \quad (4.51)$$

Із співвідношення (4.51) витікають наступні формули

$$\sin \varphi_\varepsilon = \frac{A_{nc}^-}{\sqrt{(A_{ns}^-)^2 + (A_{nc}^-)^2}}, \quad \cos \varphi_\varepsilon = \frac{A_{ns}^-}{\sqrt{(A_{ns}^-)^2 + (A_{nc}^-)^2}}, \quad (4.52)$$

тому вираз для коефіцієнта навантаженості можна подати так

$$\Phi_P = \Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = \frac{A_{nc}^+ A_{nc}^- + A_{ns}^+ A_{ns}^-}{\sqrt{(A_{ns}^-)^2 + (A_{nc}^-)^2}}. \quad (4.53)$$

Відмітимо, що, в балансі сил (4.23), (4.24), зазвичай, не враховують сили в'язкого зсуву. Обґрунтовуючи це тим, що присутній там в якості множника відносний радіальний зазор δ_0 , приймає малі значення ($\approx 10^{-3}$). В цьому випадку сталі (3.32) будуть мати вигляд

$$A_{nc}^\pm = 3j_2^{nc} - 3\tilde{h}_0 j_3^{nc}; \quad A_{ns}^\pm = 3j_2^{ns} - 3\tilde{h}_0 j_3^{ns} \dots$$

4.4. *Визначення уточнених коефіцієнтів спротиву і коефіцієнтів гідродинамічного тертя на цапфі і вкладиші для неньютонівських мастил.*

Значення F_T на цапфі позначимо так: $F_{Th} = F_T(h)$, на втулці так: $F_{Tv} = F_T(0)$. Ці величини, а також величини моментів на цапфі і втулці в робочій зоні мастильного шару можуть бити представлені наступним чином [132]:

$$F_{Th} = k_2 d L \Phi_{Th}, \quad M_{Th} = 0.5 k_2 L d^2 \Phi_{Th}. \quad (4.54)$$

$$F_{Tv} = k_2 d L \Phi_{Tv}, \quad M_{Tv} = 0.5 k_2 L d^2 \Phi_{Tv}. \quad (4.55)$$

Безрозмірні коефіцієнти Φ_{Th} і Φ_{Tv} у формулах (4.54) і (4.55) називають *коефіцієнтами спротиву обертанню* мастильного шару на цапфі і вкладиші для ПК:

$$\Phi_{Th} = \frac{F_{Th}}{k_2 d L} = \frac{M_{Tv}}{k_2 d^2 L}, \quad \Phi_{Tv} = \frac{F_{Tv}}{k_2 d L d} = \frac{2M_{Tv}}{k_2 d^2 L}. \quad (4.56)$$

Отримані вирази для розподілу напружень в'язкого зсуву (4.35) дозволяють подати гідродинамічні характеристики в'язкого зсуву так

$$\Phi_{Th} = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tilde{\tau}_{\varphi h}(\psi) d\psi = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\frac{4}{1 + \varepsilon_0 \cos \psi} - \frac{3\tilde{h}_0}{(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)^2} \right) \frac{d\psi}{q(\psi)}, \quad (4.57)$$

$$\Phi_{Tv} = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tilde{\tau}_{\varphi v}(\psi) d\psi = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\frac{3\tilde{h}_0}{(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)^2} - \frac{2}{1 + \varepsilon_0 \cos \psi} \right) \frac{d\psi}{q(\psi)}. \quad (4.58)$$

Виконаємо перетворення у формулах (4.57) і (4.58), для цього скориставшись поданнями (4.33), перепишемо їх так

$$\begin{pmatrix} \Phi_{Th} \\ \Phi_{Tv} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\frac{1}{\tilde{h}q(\psi)} \pm \frac{\tilde{h}}{2} \frac{d\tilde{p}}{d\psi} \right) d\psi = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\psi}{q(\psi)\tilde{h}} \pm \frac{1}{4} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tilde{h} \frac{d\tilde{p}}{d\psi} d\psi. \quad (4.59)$$

Або із урахуванням другого рівняння системи (4.17), так

$$\begin{pmatrix} \Phi_{Thn} \\ \Phi_{Tvn} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\psi}{q(\psi)\tilde{h}} \pm \frac{1}{4} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (1 + \varepsilon_0 \cos \psi) \frac{d\tilde{p}}{d\psi} d\psi. \quad (4.60)$$

Проінтегруємо другий інтеграл в поданнях (4.60) по частинам

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (1 + \varepsilon_0 \cos \psi) \frac{d\tilde{p}}{d\psi} d\psi = \left[\begin{array}{ll} u = 1 + \varepsilon_0 \cos \psi & dv = \frac{d\tilde{p}}{d\psi} d\psi \\ du = -\varepsilon_0 \sin \psi d\psi & v = \tilde{p}(\psi) \end{array} \right] =$$

$$= \underbrace{(1 + \varepsilon_0 \cos \psi) \tilde{p}(\psi)}_0 \Big|_{\psi=\varphi_1}^{\psi=\varphi_2} + \varepsilon_0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tilde{p}(\psi) \sin \psi d\psi$$

Звідси врахувавши перші дві умови із (4.22), запишемо

$$\begin{pmatrix} \Phi_{Th} \\ \Phi_{Tv} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{1}{q(\psi)h(\psi)} d\psi \pm \frac{1}{4} \varepsilon_0 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tilde{p}(\psi) \sin \psi d\psi. \quad (4.61)$$

З іншого боку із формул (4.36), (4.37) не важко отримати зв'язок

$$\Phi_P \sin \varphi_\varepsilon = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \tilde{p}(\psi) \sin \psi d\psi. \quad (4.62)$$

При цьому співвідношення (4.61), запишемо у вигляді

$$\begin{pmatrix} \Phi_{Th} \\ \Phi_{Tv} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\psi}{q(\psi)(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)} \pm \frac{1}{2} \varepsilon_0 \Phi_{Pn} \sin \varphi_{\varepsilon\delta}. \quad (4.63)$$

Слід відмітити, що отримані формули для обчислення Φ_{Th} , Φ_{Tv} дещо занижують їх значення, оскільки вони не враховують сили гідродинамічного тертя поза робочою зоною пари ковзання. Там також наявний мастильний шар в якому відсутній радіальний тиск, але наявні напруження в'язкого зсуву. Щоб урахувати вказані напруження в'язкого, врахувавши, що мастило в суднові ПК подається під тиском, перший доданок в формулі (4.63), продовжимо на усе коло підшипника. Оскільки при цьому другий доданок в поданнях (4.63) відповідає гідродинамічному тиску в робочій зоні ПК, запишемо наступні формули, які враховують гідродинамічне тертя поза робочою зоною пари ковзання

$$\begin{pmatrix} \Phi_{Th}^* \\ \Phi_{Tv}^* \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{q(\psi)(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)} \pm \frac{1}{2} \varepsilon_0 \Phi_P \sin \varphi_{\varepsilon\delta}. \quad (4.64)$$

Назвемо Φ_{Th}^* і Φ_{Tv}^* *уточненими коефіцієнтами спротиву обертання* для неньютонівських мастил.

Як що скористатись першою формулою із (4.52) і формулою (4.53), то співвідношення (4.63) і (4.64) подамо так

$$\begin{pmatrix} \Phi_{Thm}^* \\ \Phi_{Tvm}^* \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{q(\psi)(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)} \pm \frac{1}{2} \frac{\varepsilon_0 A_{nc}^- (A_{nc}^+ A_{nc}^- + A_{ns}^+ A_{ns}^-)}{(A_{ns}^-)^2 + (A_{nc}^-)^2}. \quad (4.65)$$

$$\begin{pmatrix} \Phi_{Th} \\ \Phi_{Tv} \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\psi}{q(\psi)(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)} \pm \frac{1}{2} \frac{\varepsilon_0 A_{nc}^- (A_{nc}^+ A_{nc}^- + A_{ns}^+ A_{ns}^-)}{(A_{ns}^-)^2 + (A_{nc}^-)^2}. \quad (4.66)$$

Із умови рівноваги мастильного шару в цілому, витікає рівність нулю суми моментів всіх сил відносно центру O_2 , тобто

$$M_{Th} = M_{Tv} + \varepsilon_0 P \sin \varphi_{\varepsilon\delta}. \quad (4.67)$$

Згідно формул (4.42) і (3.56) співвідношення (3.67) можна подати в безрозмірному вигляді

$$\Phi_{Th} = \Phi_{Tv} + \varepsilon_0 \Phi_P \sin \varphi_{\varepsilon\delta}. \quad (4.68)$$

Звідси можемо отримати умови, яким повинні задовольняти коефіцієнти спротиву на цапфі і втулці. А саме, повинні досягати мінімальних значень абсолютні $\Delta\Phi_T$ і $\Delta\Phi_T^*$ та відносні похибки $\Delta_w\Phi_T$ і $\Delta_w\Phi_T^*$ балансу моментів в парі ковзання:

$$\Delta\Phi_T \equiv |\Phi_{Th} - \Phi_{Tv} - \varepsilon_0 \Phi_P \sin \varphi_{\varepsilon\delta}| \approx 0, \quad \Delta\Phi_T^* \equiv |\Phi_{Th}^* - \Phi_{Tv}^* - \varepsilon_0 \Phi_P \sin \varphi_{\varepsilon\delta}| \approx 0 \quad (4.69)$$

$$\Delta_w\Phi_T \equiv \frac{\Delta\Phi_T}{|\Phi_{Th}|} \approx 0, \quad \Delta_w\Phi_T^* \equiv \frac{\Delta\Phi_T^*}{|\Phi_{Th}^*|} \approx 0. \quad (4.70)$$

При практичному розрахунку спротиву обертанню мастильного шару пари ковзання і дослідження довговічності її роботи використовують також коефіцієнти гідродинамічного тертя на цапфі і вкладиші:

$$f_{Th}^* = \frac{F_{Th}^*}{P} = \delta_0 \frac{\Phi_{Th}^*}{\Phi_P}, \quad f_{Tv}^* = \frac{F_{Tv}^*}{P} = \delta_0 \frac{\Phi_{Tv}^*}{\Phi_P}. \quad (4.71)$$

$$f_{Th} = \frac{F_{Th}}{P} = \delta_0 \frac{\Phi_{Th}}{\Phi_P}, \quad f_{Tv} = \frac{F_{Tv}}{P} = \delta_0 \frac{\Phi_{Tv}}{\Phi_P}. \quad (4.72)$$

Для обчислення величин (4.71), (4.72), скориставшись виразами (4.65), (4.66), формулами (4.52) і (4.53), отримаємо наступні вирази

$$\begin{pmatrix} f_{Th}^* \\ f_{Tv}^* \end{pmatrix} = \frac{\delta_0}{2} \left(\frac{1}{\Phi_P} \int_0^{2\pi} \frac{d\psi}{q(\psi)(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)} \pm \frac{\varepsilon_0 A_{nc}^-}{\sqrt{(A_{ns}^-)^2 + (A_{nc}^-)^2}} \right). \quad (4.73)$$

$$\begin{pmatrix} f_{Th} \\ f_{Tv} \end{pmatrix} = \frac{\delta_0}{2} \left(\frac{1}{\Phi_P} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{d\psi}{q(\psi)(1 + \varepsilon_0 \cos \psi)} \pm \frac{\varepsilon_0 A_{nc}^-}{\sqrt{(A_{ns}^-)^2 + (A_{nc}^-)^2}} \right); \quad (4.44). \quad (4.74)$$

4.5. Основні результати і висновки до четвертого розділу.

Основними результатами і висновками до четвертого розділу можна вважати наступне

1. Показано, що інтегральні характеристики скінченного ПК можна визначити із плоскої задачі гідродинаміки.
2. Отримана математична модель (4.11), (4.12) для визначення розподілу питомого гідродинамічного тиску $p = p(\varphi)$ в робочій зоні ПК, яка враховує неньютонівську поведінку мастил.

3. Отримана математична модель (4.17), (4.18) для визначення розподілу відносного питомого гідродинамічного тиску $\tilde{p} = \tilde{p}(\varphi)$ в робочій зоні ПК, яка враховує неньютонівську поведінку мастил.
4. Доведено, що такі характерні кути, як границі робочої зони φ_1 і φ_2 , а також кут максимального тиску φ_0 для ньютонівських мастил і для неньютонівських мастил, (модель Баруса (1.3)), залежать тільки від відносного ексцентриситету ε_0
5. Отримано розподіл питомого гідродинамічного тиску $\tilde{p}(\varphi)$ в ПК, (формула (4.27)), який крім відносного ексцентриситету ε_0 , за допомогою безрозмірного параметру $\tilde{\xi}$, враховує градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0} = \xi \mu_0 [c]$, кутову швидкість ω_0 і відносний радіальний зазор δ_0
6. Встановлено, що отриманий розв'язок при $\tilde{\xi} \rightarrow 0$ прямує до розподілу безрозмірного питомого гідродинамічно тиску для ньютонівських мастил $\tilde{p}_n(\varphi)$.
7. Існуючі дослідження, як правило, при вивченні відносного питомого тиску в робочій зоні ПК СЕУ нехтують в'язкістними характеристиками мастил, вважаючи їх вплив не суттєвим, мотивуючи це простотою отриманих розв'язків. Але таке припущення призводить не тільки до не врахування градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$, але і кутової швидкості ω_0 і відносного радіального зазору δ_0 . Такі припущення, на наш погляд є не обґрунтованими і, як буде показано далі, призводять до значних похибок при визначенні максимального гідродинамічного тиску і інтегральних характеристик масляного шару ПК СЕУ.

8. Отримано подання (4.32) для розподілу зсувних напружень $\tilde{\tau}_{\varphi n} = \tilde{\tau}_{\varphi n}(\varphi, \tilde{\xi})$ в мастильному шарі ПК СЕУ, яке враховує неньютонівські характеристики мастил, а також формули зручні формули (4.35) для визначення вказаних напружень на цапфі $\tilde{\tau}_{\varphi h} = \tilde{\tau}_{\varphi h}(\varphi, \tilde{\xi})$ і вкладиші $\tilde{\tau}_{\varphi v} = \tilde{\tau}_{\varphi v}(\varphi, \tilde{\xi})$.
9. Скориставшись рівняннями балансу гідродинамічних сил (4.36), (4.37) в мастильному шарі ПК СЕУ, отримано зручний в застосуванні вираз (4.53) для безрозмірного коефіцієнта навантаженості $\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, а також рівняння (4.51) для визначення кута лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$. Зауважимо, що використаний тут баланс сил містить не тільки питомий тиск, але і зсувні напруження, якими, як правило, нехтують. Як буде показано далі такі припущення призводять до суттєвих похибок при малих значення відносного ексцентриситету ε_0 . Крім того існуючі подання для Φ_P отримані, в основному, для ньютонівських мастил і не враховують градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$, кутову швидкості ω_0 і відносний радіальний зазору δ_0 . Далі, за допомогою числового моделювання, буде показано необґрунтованість таких спрощень.
10. Отримані, зручні в застосуванні подання (4.66) для безрозмірних коефіцієнтів спротиву обертанню на цапфі і вкладиші Φ_{Th} , Φ_{Tv} , а також подання (4.74) для коефіцієнтів гідродинамічного тертя на цапфі і вкладиші f_{Th} , f_{Tv} .
11. Виконано уточнення безрозмірних коефіцієнтів спротиву обертанню і гідродинамічного тертя, яке враховує спротив обертанню і гідродинамічне тертя, яке відбувається поза робочою зоною ПК. Отримані

зручні в застосуванні вирази (4.65) і (4.73) для уточнених інтегральних характеристик ПК СЕУ Φ_{Th}^* , Φ_{Tv}^* , f_{Th}^* і f_{Tv}^* .

12. Скориставшись умовами моментної рівноваги (4.67), отримані вирази (4.69) і (4.70) для оцінки точності обчислення коефіцієнтів спротиву обертанню, і які можуть бути використані для перевірки адекватності побудованих математичних моделей.

Основні результати четвертого розділу відображені в джерелах [125 – 127], [132], [135], [138 – 141].

РОЗДІЛ 5. ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ
КОВЗАННЯ СУДНОВОГО ПРОПУЛЬСИВНОГО КОВЗАННЯ ІЗ
УРАХУВАННЯМ НЕНЬЮТОНІВСЬКОЇ ПОВЕДІНКИ МАСТИЛ.

5.1. Застосування методу варіації границь до розв'язання граничних задач гідродинаміки мастильного шару ПК СЕУ.

При дослідженні процесів, які відбуваються в мастильному шарі ПК суднового пропульсивного комплексу, в першу чергу підлягають визначенню наступні параметри і характеристики мастильного шару:

- ❖ границі робочої зони мастильного шару: φ_1, φ_2 ;
- ❖ кут максимального тиску φ_0 ;
- ❖ кут відхилення лінії центрів від вертикальної осі $\varphi_{\varepsilon\delta}$ (з урахуванням сил в'язкого зсуву), або кут φ_{ε} (без урахування сил в'язкого зсуву);
- ❖ розподіл відносного тиску в мастильному шарі $\tilde{p}(\varphi)$;
- ❖ максимальне значення відносного тиску $\tilde{p}(\varphi_0)$;
- ❖ мінімальне значення відносної товщини мастильного шару \tilde{h}_{\min} ;
- ❖ розподіл відносних напружень в'язкого зсуву на цапфі і втулці: $\tilde{\tau}_{\varphi h}, \tilde{\tau}_{\varphi v}$;
- ❖ коефіцієнт навантаженості Φ_P ;
- ❖ коефіцієнти спротиву обертанню мастильного шару на цапфі і втулці: Φ_{Th}, Φ_{Tv} і уточнені коефіцієнти спротиву Φ_{Th}^*, Φ_{Tv}^* ;
- ❖ коефіцієнти гідродинамічного тертя на цапфі і втулці f_{Th}, f_{Tv} і уточненні коефіцієнти гідродинамічного тертя: f_{Th}^*, f_{Tv}^* .

Зауважимо, що кути $\varphi_1, \varphi_2; \varphi_0, \varphi_{\varepsilon\delta}$ називають *характерними кутами* підшипника ковзання.

Вхідним параметром для визначення вказаних величин для не ньютонівських мастил є

- відносний ексцентриситет ε_0 ПК;
- відносний радіальний зазор δ_0 ПК;
- діаметр цапфи d [m];
- довжина підшипника (вкладиша) L [m]
- динамічна в'язкість мастила $\mu_0(T)$ [Па · с], яка відповідає зовнішньому тиску при температурі мастил T в робочій зоні;
- п'єзокоефіцієнт в'язкості мастил $\xi(T)$ [Па⁻¹].

Складність числового моделювання гідродинамічних процесів в ПК полягає в тому, що границі робочої зони мастильного шару φ_1, φ_2 заздалегідь не відомі, і отже математична модель роботи ПК (4.17), (4.18) містить два варіативні параметра: φ_1 і φ_2 , які містяться в граничних умовах. Це призводить до необхідності застосування не стандартної схеми розв'язання граничної задачі (4.17), (4.18) або (4.21), (4.22). Для подолання цієї проблеми пропонується застосувати метод послідовного наближення або *методу варіації границь*, який полягає в наступному. За рахунок варіації параметрів φ_1, φ_2 , будемо досягати виконання наступних умов, яким повинен задовольняти розшукуваний питомий тиск $\tilde{p}(\varphi)$, і які витікають із отриманої математичної моделі:

$$\begin{cases} \tilde{p}(\varphi_1) = \tilde{p}(\varphi_2) = 0, \\ \tilde{p}'(\varphi_2) = 0, \\ \varphi_2 + \varphi_0 = 360^\circ \end{cases} \quad (5.1)$$

Третя умова в (5.1) справедлива для половинного підшипника ковзання, в якому подача мастил відбувається в місці з'єднання вкладишів, тобто перпендикулярно до вертикальної осі Y . Для повного підшипника, при подачі мастил у верхній точці підшипника, цю умову слід замінити на умову $\varphi_1 + \varphi_{\varepsilon\delta} = 90^\circ$.

Зауважимо, що саме друга умова в (5.1): $\tilde{p}'(\varphi_2) = 0$ дає можливість, за рахунок варіації границь отримати єдиний розв'язок відповідної граничної задачі.

Слід також відмітити, що при застосуванні методу варіації границь, отримаємо наближені значення параметрів φ_1 , φ_2 , із будь-якою заданою точністю, а замість умов (5.1), будемо використовувати умови:

$$\begin{cases} |\tilde{p}(\varphi_1)| < e_1, \tilde{p}(\varphi_2) = 0, \\ |\tilde{p}'(\varphi_2)| < e_2, \\ |\varphi_2 + \varphi_0 - 360^\circ| < e_3. \end{cases} \quad (5.2)$$

Тут $e_k, (k = \overline{1,3})$ – точності обчислень, при цьому для практичних розрахунків, достатньо виконання умов $e_1 < 10^{-8}, e_2 < 10^{-8}, e_3 < 10^{-4}$. Виконання умови $\tilde{p}(\varphi_2) = 0$ досягається за рахунок вибору подання (4.25), розв'язку диференціального рівняння (4.24).

На першому етапі, слід перейти до ньютонівських мастил: $\tilde{\xi} \rightarrow 0$, а єдиним вхідним параметром граничної задачі (4.17), (4.18) можна вважати тільки відносний ексцентриситет ε_0 . Оскільки, згідно Лемі 4.1, характерні кути φ_1 , φ_2 , φ_0 не залежать від параметра $\tilde{\xi}$, то отримані на першому етапі значення цих характерних кутів було використано для неньютонівських мастил $\tilde{\xi} \neq 0$.

Отже на першому етапі розшукуємо розподіл питомого гідродинамічного тиску для ньютонівських мастил:

$$\tilde{p}_h(\varphi) = \lim_{\xi \rightarrow 0} \tilde{p}(\varphi) = 6(\tilde{h}_0 j_3(\varphi, \varepsilon_0) - j_2(\varphi, \varepsilon_0)) \quad (5.3)$$

Тут введені позначення

$$j_k(\varphi, \varepsilon_0) = \int_{\varphi}^{\varphi_2} \frac{d\varphi}{(1 + \varepsilon_0 \cos \varphi)^k}, \quad k = 1, 2, 3. \quad (5.4)$$

Зауважимо, що обчислення інтегралів (5.4) є не тривіальною математичною проблемою. Це пов'язано, перш за все із тим, що при $\varepsilon_0 \rightarrow 1$ і $\varphi \rightarrow 180^\circ$, ці інтеграли наближаються до невласних інтегралів, а підінтегральні функції необмежено зростають. Крім того, первісні підінтегральних функцій подаються через обернені тригонометричні функції, які при переході через кут 180° , змінюють область визначення, переходячи на іншу гілку, що може привести до не однозначності їх значень. Щоб уникнути вказані проблеми, ці інтеграли обчисленні в явному аналітичному вигляді і виконана їх верифікація за допомогою стандартної процедури числового інтегрування Int, прикладного пакету Maple 2023.

При цьому в якості умов досягнення заданої точності використані умови

$$\begin{cases} |\tilde{p}_h(\varphi_1)| < e_1, \tilde{p}_h(\varphi_2) = 0, \\ |\tilde{p}'_h(\varphi_2)| < e_2, \\ |\varphi_2 + \varphi_0 - 360^\circ| < e_3. \end{cases} \quad (5.5)$$

Розв'язки (5.3) доцільно будувати починаючи із найменшого значення відносного ексцентриситету: $\varepsilon_0 \rightarrow 0$, наприклад, $\varepsilon_0 = 0.001$. При цьому для половинного ПК, на першому кроці границі можна вибрати так: $\varphi_{10} \simeq 0^\circ$,

$\varphi_{20} \approx 180^\circ$, тобто вибрати максимально можливу робочу зону ПК. Далі із рівняння (4.26), визначався кут максимального тиску φ_{00} і перевірялось виконання умов (5.5). Вразі їх не виконання здійснювався перехід до другого кроку, і змінювались границі:

$$\varphi_{1j} = \varphi_{1,j-1} + \Delta\varphi_{1j}, \quad \varphi_{2j} = \varphi_{2,j-1} - \Delta\varphi_{2,j} \quad (5.6)$$

тут на другому кроці слід покласти $j=1$, а $\Delta\varphi_{1,j}$ і $\Delta\varphi_{2,j}$ – деякі як завгодно малі додатні значення кутів. Далі за допомогою рівнянням (4.26), знову визначався кут максимального тиску φ_{0j} , обчислювались, за допомогою формули: $\tilde{p}_n = \tilde{p}_n(\varphi, \varphi_{1j}(\varepsilon_0), \varphi_{2j}(\varepsilon_0))$ питомий тиск і перевірялось виконання умов (5.2). Вразі їх не виконання, перевірилися наступні умови і виконувались вказані дії:

$$\begin{cases} \tilde{p}_n(\varphi_{1j}) > 0 \Rightarrow \Delta\varphi_{1,j} = \zeta_1 \Delta\varphi_{1,j-1} \\ \tilde{p}_n(\varphi_{1j}) < 0 \Rightarrow \Delta\varphi_{1,j} = \zeta_1^{-1} \Delta\varphi_{1,j-1} \end{cases}, \quad (5.7)$$

$$\begin{cases} \tilde{p}_n(\varphi_{2j}) > 0 \Rightarrow \Delta\varphi_{2,j} = \zeta_2 \Delta\varphi_{2,j-1} \\ q(\varphi_{2j}) < 0 \Rightarrow \Delta\varphi_{2,j} = \zeta_2^{-1} \Delta\varphi_{2,j-1} \end{cases}, \quad (5.8)$$

де ζ_k ($k=1,2$) – вагові коефіцієнти, які повинні задовольняти умові: $\zeta_k > 1$, і робився перехід до наступного кроку, після змінивши границь робочої зони за формулами (5.6). На рисунку 5.1 подана структурна блок-схема запропонованого методу варіації границь.

Зауважимо, що знаки в формулах (5.6) вибрані так, тому що уточнення границь відбувається за рахунок руху до центра робочої зони ПК:

$$\varphi_{10} \leq \varphi_{12} \leq \varphi_{13} \leq \dots \leq \varphi_{1j} \leq \dots \leq \varphi_{2j} \leq \dots \leq \varphi_{21} \leq \varphi_{20}. \quad (5.9)$$

При цьому швидкість руху може бути різною для лівого і правого кінця і регулюється за рахунок вибору вагових коефіцієнтів ζ_k .

Після визначення запропонованим методом варіації границь, для заданих значень відносного ексцентриситету ε_0 , характерних кутів φ_1 , φ_2 , φ_0 , за формулами (4.27) і (4.35) визначався розподіл питомого тиску і зсувних напружень в мастильному шарі ПК.

В наступних розділах наведені результати запропонованого підходу числового моделювання, яке проведено в середовищі Maple 2023, Результати наведені у вигляді детальних таблиць і графіків, що дало можливість дослідити роботу ПК і отримати нові математичні моделі інтегральних характеристик ПК у вигляді, зручних в застосуванні, аналітичних формул.

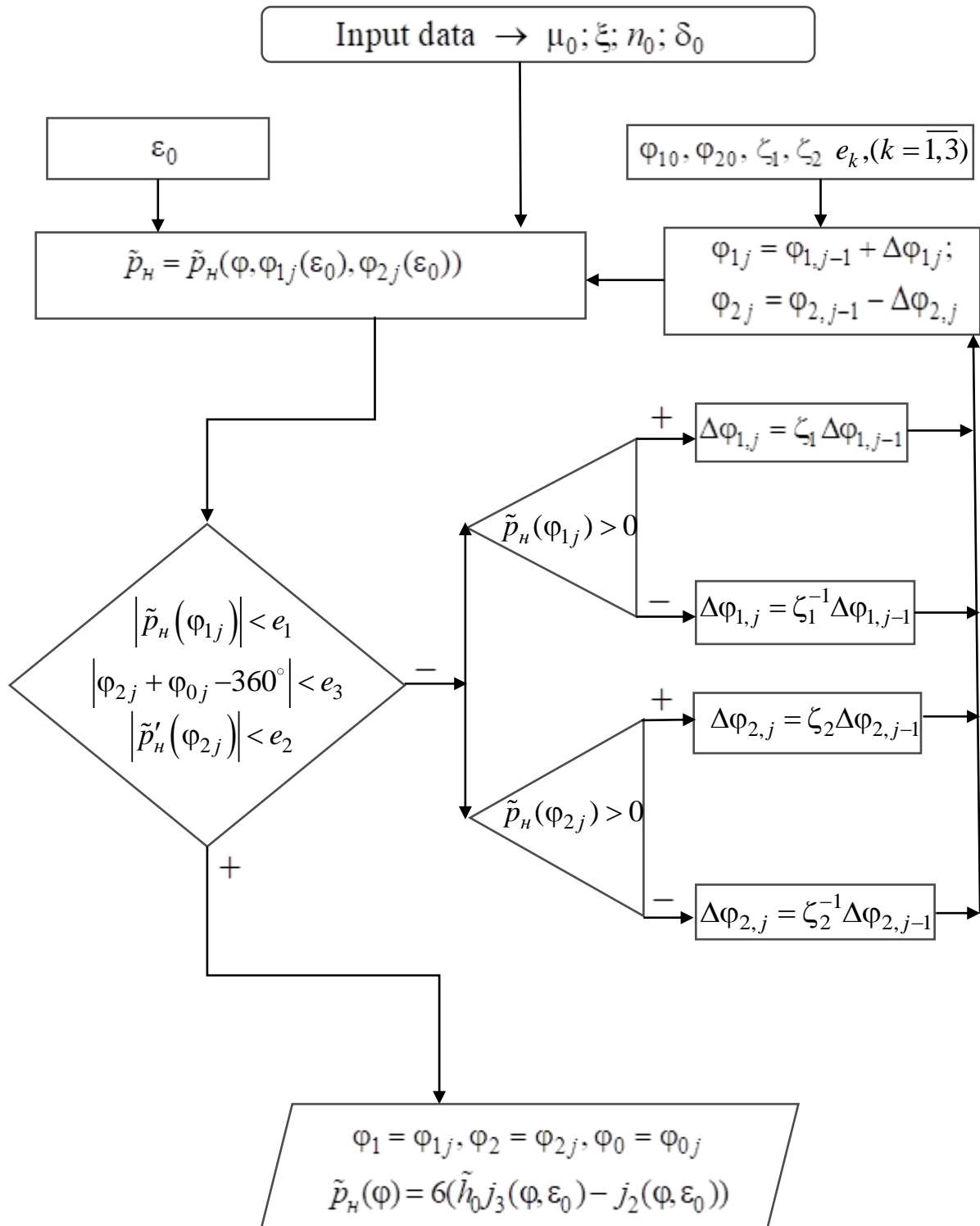


Рис. 5.1. Структурна блок-схема методу варіації границь

5.2 Нові математичні моделі характерних кутів ПК суднового пропульсивного комплексу

Отриманні в четвертому розділі вирази для інтегральних характеристик ПК, містять чотири характерних кута φ_1 , φ_2 , φ_0 , $\varphi_{\varepsilon\delta}$. Результати досліджень показують (див. Лему 4.1), що перші два із них, а саме, початок і кінець робочої зони ПК, тобто кути φ_1 , φ_2 , залежать тільки від відносного ексцентриситету ε_0 . Третій кут максимального тиску φ_0 , залежать безпосередньо від кутів φ_1 , φ_2 , а також від відносного ексцентриситету ε_0 . При цьому всі три кути не залежать від відносного радіального зазору δ_0 і в'язкістних характеристик мастил. Тобто значення цих кутів для ньютонівських і неньютонівських мастил будуть однаковими. Це дає можливість, значного спростити обчислення інтегральних характеристик ПК, визначивши вказані три характерні кути заздалегідь. Крім того, це дозволяє отримати математичні моделі (подання) для вказаних кутів, які містять тільки відносний ексцентриситет ε_0 .

Що стосується четвертого характерного кута відхилення лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$, то він залежить від кутів φ_1 , φ_2 , φ_0 , від радіального зазору δ_0 і від безрозмірного параметра $\tilde{\xi} = \xi \mu_0 \omega_0 / \delta_0^2$, який для ньютонівських мастил обертається в нуль $\tilde{\xi} = 0$. Зауважимо, що в багатьох дослідженнях залежністю кута $\varphi_{\varepsilon\delta}$ безпосередньо від δ_0 нехтується. Перевірка обґрунтованості такої гіпотези, також буде предметом досліджень цього розділу

В таблиці 5.1 подані результати реалізації запропонованого в розділі 5.1 підходу числового моделювання, зокрема, там наведенні значення характерних кутів пари ковзання: φ_1 , φ_2 , φ_0 , $\varphi_{\varepsilon\delta}$, і величенну робочої зони $\Delta\varphi_r = \varphi_2 - \varphi_1$ в градусах в залежності від відносного ексцентриситет ε_0 . Значення $\varphi_{\varepsilon\delta}$

обчислено при відносному радіальному зазорі $\delta_0 = 1.63 \cdot 10^{-3}$ і при радіальному зазорі $\delta_0 = 0$: $\varphi_{\varepsilon\delta} = \varphi_\varepsilon$, для ньютонівських мастил

Таблиця 5.1. Значення характерних кутів φ_1 , φ_2 , φ_0 , $\varphi_{\varepsilon\delta}$, φ_ε і $\Delta\varphi_r$

ε_0	φ_1	φ_2	$\Delta\varphi_r$	$\varphi_{\varepsilon\delta}$	φ_ε	φ_0
0.001	11.8	254.2	242.40	78.2028	66.6499	106.09
0.01	27.7	248.1	220.4	62.3030	60.5694	111.89
0.05	30.71	244.34	213.63	59.2961	58.9103	115.46
0.1	32.07	241	208.93	57.9341	57.7267	118.998
0.2	34.53	234.34	199.81	55.479	55.3601	125.65
0.3	37.12	228.07	190.95	52.8878	52.7974	131.93
0.4	39.96	222.08	182.12	50.0431	49.9664	137.92
0.5	43.15	216.34	173.19	46.8552	46.7865	143.66
0.6	46.8	210.75	163.95	43.2037	43.1408	149.25
0.65	48.87	207.98	159.11	41.1396	41.0793	152.02
0.7	51.14	205.193	154.053	38.8674	38.8097	154.81
0.75	53.68	202.37	148.69	36.3216	36.2668	157.63
0.8	56.61	199.449	142.839	33.3983	33.3469	160.55
0.85	60.08	196.37	136.29	29.9269	29.8796	163.63
0.9	64.45	192.981	128.531	25.5514	25.510	167.02
0.925	67.22	191.075	123.855	22.7822	22.7447	168.93
0.95	70.69	188.9043	118.2143	19.3108	19.2783	171.10
0.975	75.59	186.1956	110.6056	14.4159	14.3912	173.80
0.99	80.38	183.87853	103.49853	9.6291	9.6122	176.12

Використавши, данні таблиці 5.1, за допомогою методів регресивного аналізу [146 – 149], розроблено загальний підхід до побудови математичних моделей характерних кутів пари ковзання, який базується на наступних міркуваннях. По перше із зростанням відносного ексцентриситет ε_0 кути φ_1 і φ_0 зростають, а кути φ_2 $\varphi_{\varepsilon\delta}$ спадають, зменшуватись також буде робоча зона $\Delta\varphi_r$ ПК. По друге, враховуючи обмеженість характерних кутів, їх можна подати у вигляді лінійної комбінації арксинуса і арккосинуса від ε_0 і функції $\sqrt{\varepsilon_0}$. Отже в якості регресорів можна взяти функції: $\arcsin(\varepsilon_0)$, $\arcsin(\varepsilon_0)$, $\sqrt{\varepsilon_0}$ і ε_0 . Із урахуванням цих міркувань, використаємо наступні подання

$$\varphi_1 = \frac{180^\circ}{\pi} \left(q_2 \sqrt{\varepsilon_0} \arcsin(\varepsilon_0) - q_3 \varepsilon_0 + q_4 \sqrt{\varepsilon_0} \right). \quad (5.10)$$

$$\varphi_2 = \frac{180^\circ}{\pi} \left(q_1 \arccos(\varepsilon_0) + q_2 \sqrt{\varepsilon_0} \cdot \arcsin(\varepsilon_0) + q_4 \sqrt{\varepsilon_0} \right). \quad (5.11)$$

$$\varphi_0 = \frac{180^\circ}{\pi} \left(q_1 \arccos(\varepsilon_0) + q_2 \sqrt{\varepsilon_0} \cdot \arcsin(\varepsilon_0) + q_4 \sqrt{\varepsilon_0} \right). \quad (5.12)$$

$$\Delta\varphi = \frac{180^\circ}{\pi} \left(q_1 \arccos(\varepsilon_0) + q_2 \cdot (\sqrt{\varepsilon_0} \cdot \arcsin(\varepsilon_0) + \varepsilon_0) + q_3 \sqrt{\varepsilon_0} \right). \quad (5.13)$$

$$\varphi_{\varepsilon\delta} = \frac{180^\circ}{\pi} \left(q_1 \sqrt{\varepsilon_0} \arccos(\varepsilon_0) + q_2 \cdot \sqrt[3]{\varepsilon_0} + q_3 \right). \quad (5.14)$$

$$\varphi_\varepsilon = \frac{180^\circ}{\pi} \left(q_1 \sqrt{\varepsilon_0} \arccos(\varepsilon_0) + q_2 \cdot \sqrt[3]{\varepsilon_0} + q_3 \right). \quad (5.15)$$

Для визначення параметрів моделей (5.10) – (5.15) і перевірки її адекватності, застосуємо стандартна схема регресійного і дисперсного аналізу [146 – 149]. В таблиці 5.2 наведені значення коефіцієнтів q_k , які отримані на основі даних таблиці 5.1. В таблиці 5.1 також наведені рівні значимості γ_k (P – значення) коефіцієнтів q_k , які визначені за допомогою t - критерію Стьюдента, а також, для кожної моделі в цілому, нормоване значення коефіцієнту кореляції \tilde{R}^2 (R – квадрат) Побудовані моделі можна вважати адекватним, якщо виконуються критерії, які наведені в роботах [146 – 149], зокрема, для адекватності отриманих моделей, вирішальним є виконання двох умов:

1) значення коефіцієнта кореляції повинно приймати найбільш можливе значення: $\tilde{R}^2 \rightarrow 1$;

2) рівні значимості кожного регресора приймати найменші можливі значення: $\gamma_k \rightarrow 0$.

Зв'язок між характерними кутами та регресорами вважається відмінним, а запропоновані моделі (5.10) – (5.16) будуть адекватними, якщо виконуються умови: $0.9 \leq \tilde{R}^2 < 1$, $\gamma_k \leq 10^{-3}$. Наведені в таблиці 5.2 повністю підтверджують адекватність отриманих математичних моделей для характерних кутів ПК

Таблиця 5.2 Значення параметрів моделей (5.10) – (5.15) і їх регресійні характеристики

	q_1	γ_1	q_2	γ_2	q_3	γ_3	q_4	γ_4	\tilde{R}^2
φ_1	0	-	0.7656	0	1.2461	0	1.5248	$2 \cdot 10^{-8}$	0.9992
φ_2	2.8295	0	1.6545	0	0	-	0.1650	$3 \cdot 10^{-7}$	0.9999
φ_0	1.0963	0	1.1367	0	0	-	1.2931	0	0.9999
$\varphi_{\varepsilon\delta}$	0.5981	$3 \cdot 10^{-9}$	-1.197	$3 \cdot 10^{-15}$	1.3252	0	-	-	0.9794
φ_ε	0.6660	0	-1.107	0	1.1212	0	-	-	0.9973
$\Delta\varphi$	2.5818	0	0.8776	$5 \cdot 10^{-10}$	-0.6696	$3 \cdot 10^{-4}$	-	-	0.9995

Отримані за допомогою регресивного аналізу математичні моделі можна вважати прийнятними, якщо вони дають мінімальні відхилення для кожного табличного значення, тобто обов'язково потрібна валідація математичних моделей (5.10) – (5.15). Для цього виконано порівняння результатів, отриманих за допомогою моделей (5.1) – (5.15) із сплайн-апроксимаціями табличних значень відповідних кутів. На рисунку 5.2 наведені залежності кутів φ_1 , φ_2 , φ_0 , $\varphi_{\varepsilon\delta}$ і довжини робочої зони (в градусах) $\Delta\varphi_R$ від ε_0 , які отримані за допомогою сплайн-апроксимації на основі таблиці 3.1, це точкові криві, і за допомогою моделей (5.10) – (5.15) - суцільні криві. При цьому лінії чорного кольору описують залежність від відносного ексцентриситету ε_0 кута φ_1 , лінії червоного кольору – кута φ_2 , лінії синього кольору – кута φ_0 , лінії жовтого – кута $\varphi_{\varepsilon\delta}$ і лінії зеленого кольору – величину робочої зони $\Delta\varphi_R$ (в градусах).

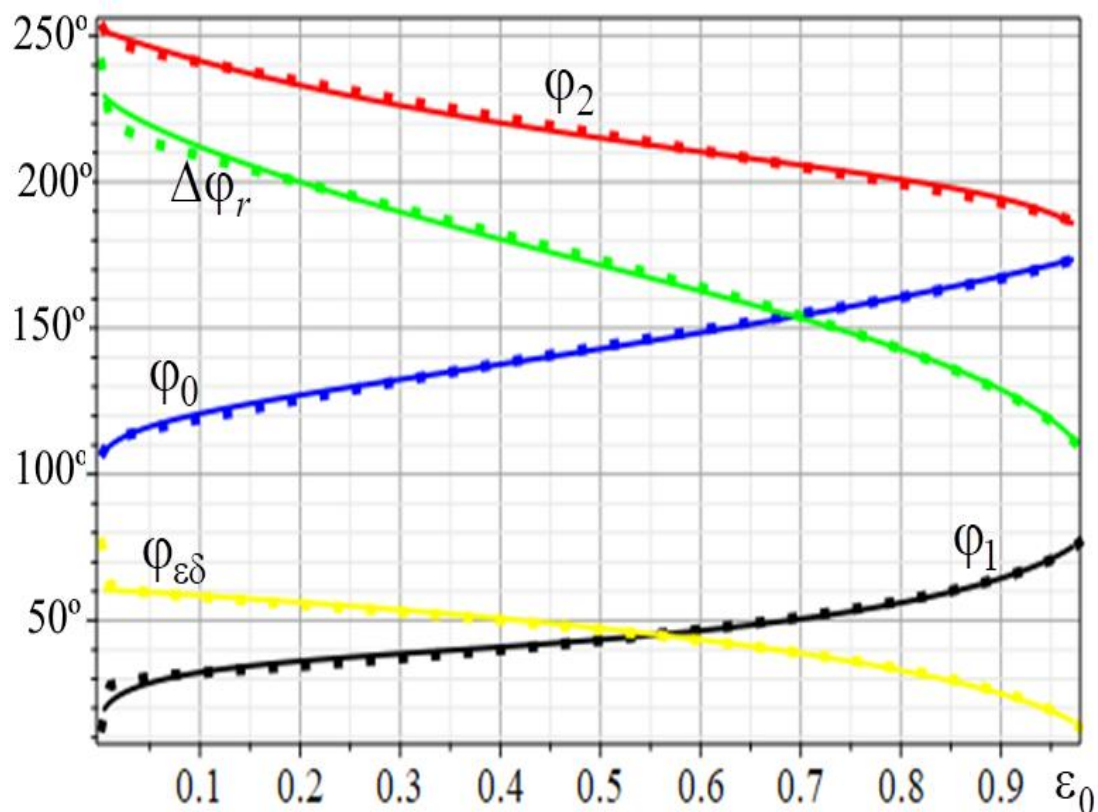


Рис. 5.2. Валідація математичних моделей (5.10) – (5.15).

Наведені графіки показують практично повне (з точністю 98,3...99,4 %) співпадіння результатів, отриманих за допомогою нових математичних моделей, із табличними значеннями, що підтверджує адекватність залежностей (5.10) – (5.15).

На рисунку 5.3 наведенні залежності кутів повороту лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ і φ_{ε} (в градусах) від ε_0 , які отримані лінійною сплайн-апроксимацією даних таблиці 3.1 і за допомогою математичних моделей (5.7), (5.8). При цьому лінії червоного кольору відповідають куту $\varphi_{\varepsilon\delta}$, а лінії чорного кольору відповідають куту φ_{ε} .

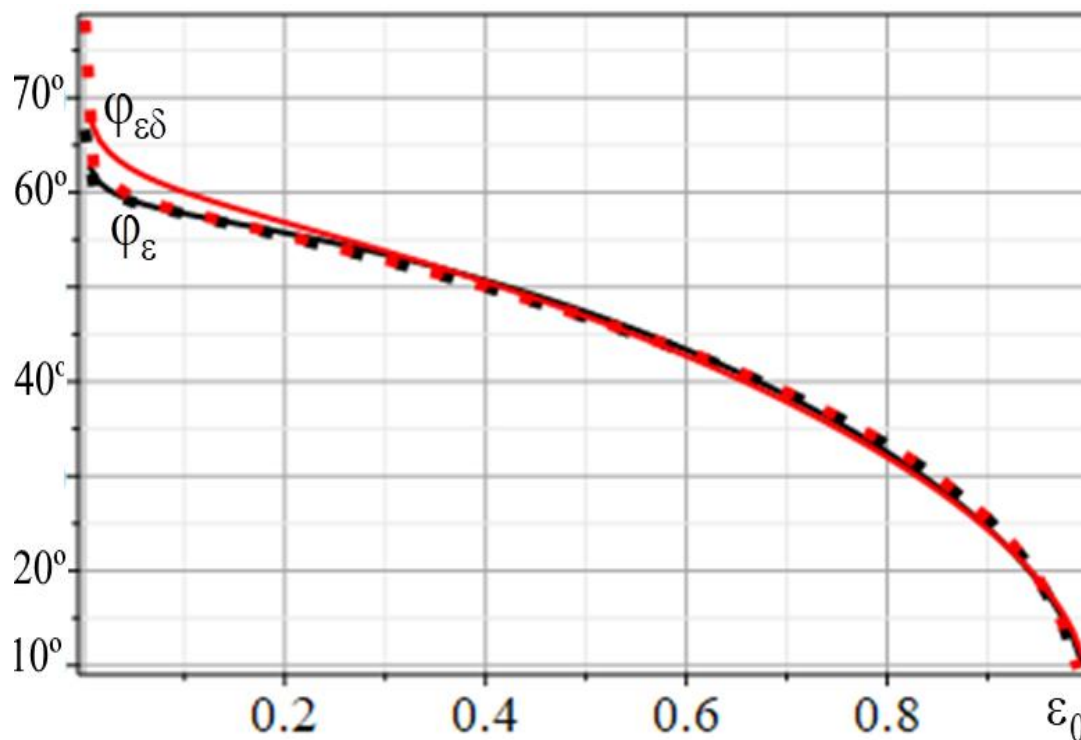


Рис. 5.3. Порівняння кутів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ і φ_{ε} .

Порівняння залежностей для кутів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ і φ_{ε} , які отримані відповідно для $\delta_0 = 0.00163$ і $\delta_0 = 0$, показує практично їх повне співпадіння значень при відносному ексцентриситеті $\varepsilon_0 > 0.2$. При $\varepsilon_0 < 0.2$ спостерігається відмінність їх значень. Оскільки ці значення характерні для усталеного руху, виникає потреба дослідити, як залежить кут відхилення центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від відносного радіального зазору δ_0 . Для цього проаналізуємо розв'язки рівняння (4.51). На рисунках 5.4 – 5.5 наведені залежності кута $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від відносного ексцентриситету ε_0 , при різних значеннях відносного радіального зазору δ_0 . На обох рисунках крива чорного кольору відповідає значенню $\delta_0 = 0.0001$; червоного – значенню $\delta_0 = 0.001$; синього - значенню $\delta_0 = 0.002$; зеленого - значенню $\delta_0 = 0.003$; жовтого - значенню $\delta_0 = 0.01$; коралового - значенню $\delta_0 = 0.02$; пурпуровий - значенню $\delta_0 = 0.035$. На рисунку 5.3 відносний ексцентриситет

ε_0 змінюється в діапазоні від 0.001 до 0.2, на рисунку 5.4 на всьому проміжку (0.001; 0.99).

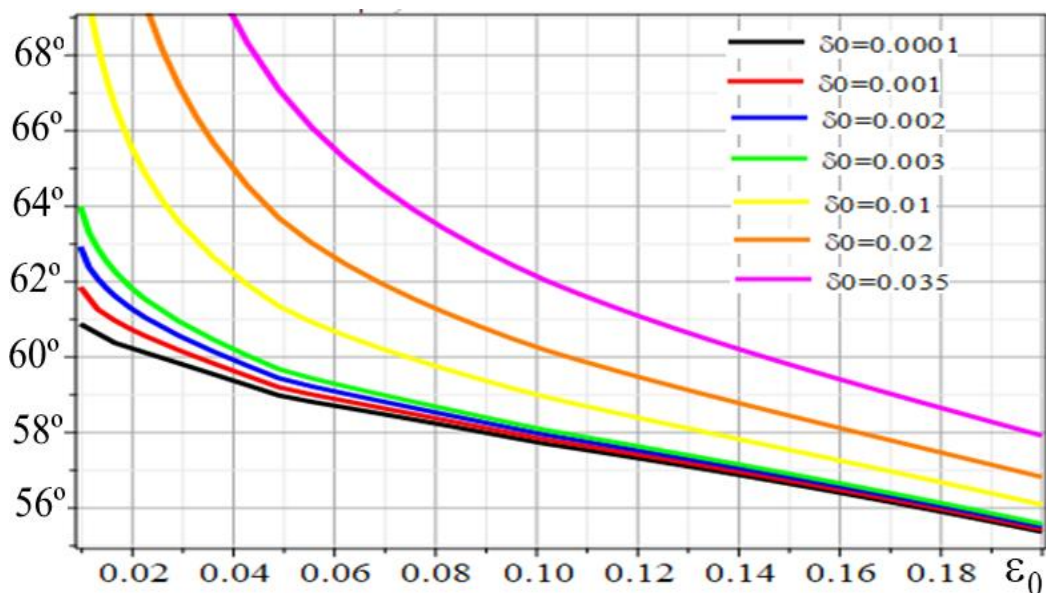


Рис. 5.4. Залежність кута лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від ε_0 .

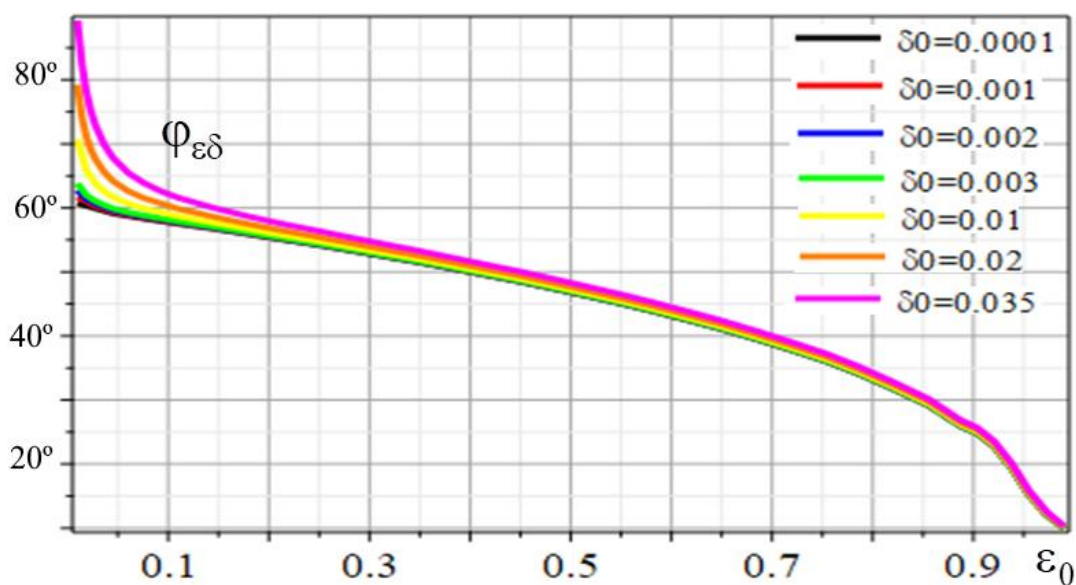


Рис. 5.5. Залежність кута лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від ε_0 .

На рисунках 5.6 – 5.6 наведені залежності кута $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від відносного радіального зазору δ_0 при різних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 . На рисунках 5.6 і 5.7 подані залежності кута повороту лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ при малих значеннях відносного ексцентриситету: $\varepsilon_0 \rightarrow 0$. Зокрема, лінії чорного,

червоного, синього, зеленого, жовтого і коралового кольору відповідають відповідно значенням: $\{\varepsilon_0\} = 10^{-3} \{1; 1.2; 1.4; 1.6; 1.8; 2\}$ на рисунку 5.6 і значенням: $\{\varepsilon_0\} = 10^{-2} \{1; 1.2; 1.4; 1.6; 1.8; 0.2\}$ на рисунку 5.7. В обох випадках помітний вплив зростання δ_0 на значення кута $\varphi_{\varepsilon\delta}$, значення якого можуть збільшуватись на 20° . На рисунках 5.8, 5.9 лінії чорного, червоного, синього, зеленого, жовтого і коралового кольору відповідають значенням: $\{\varepsilon_0\} = \{0.1; 0.12; 0.14; 0.16; 0.18; 0.2\}$, при цьому на рисунку 5.8 значення відносного радіального зазору δ_0 змінюються на максимально можливому діапазоні, включаючи можливі деформації і зношування, а на рисунку 5.9 розглянутий тільки вихідний діапазон $[0.001; 0.003]$ конструктивних значень відносного радіального зазору δ_0 . Наведенні результати показують що, при $\varepsilon_0 \in [0.1; 0.2]$ за наявності деформацій і зношування в парі ковзання, значення кута $\varphi_{\varepsilon\delta}$ може збільшуватись на 15° .

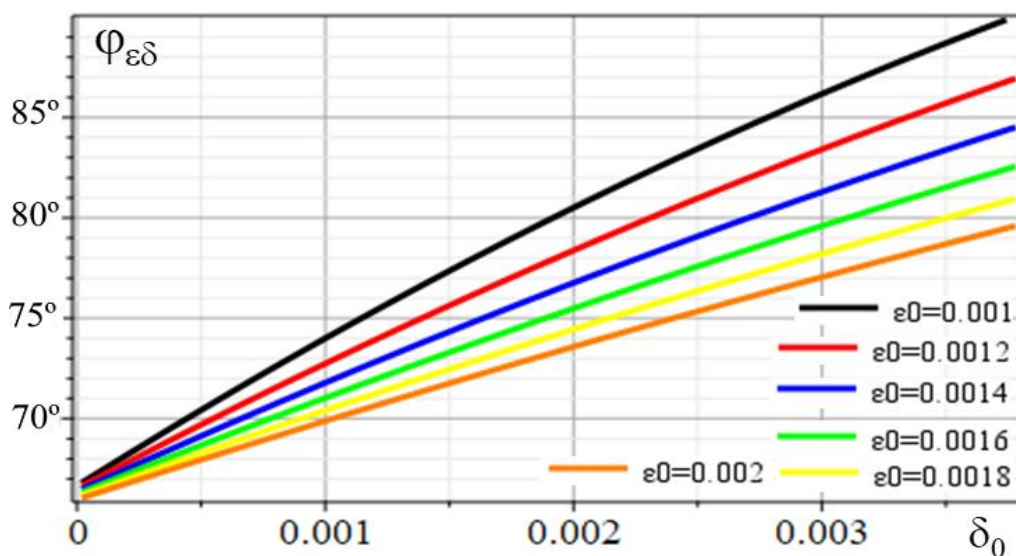
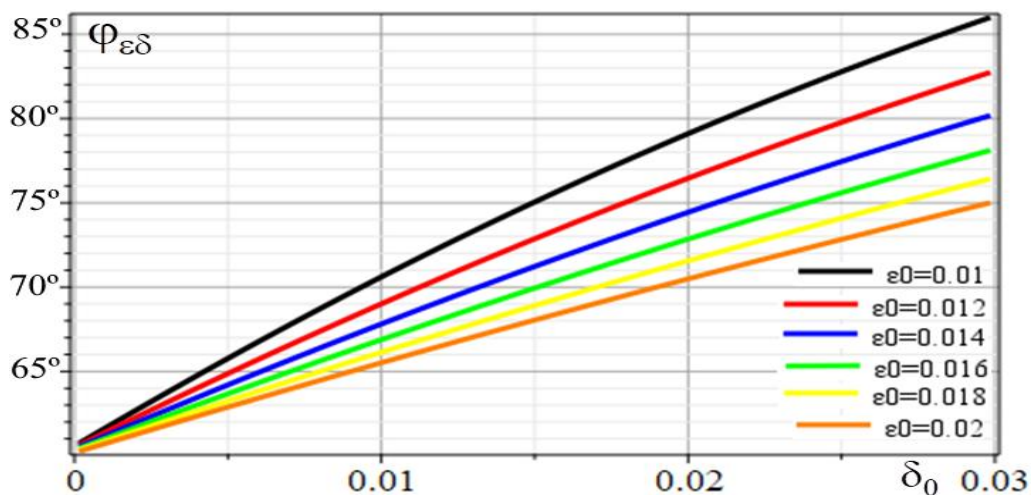
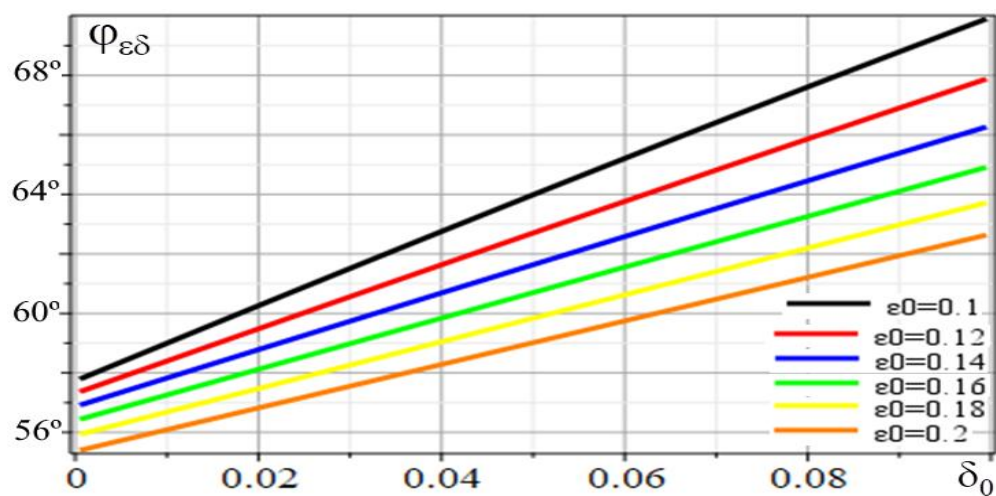
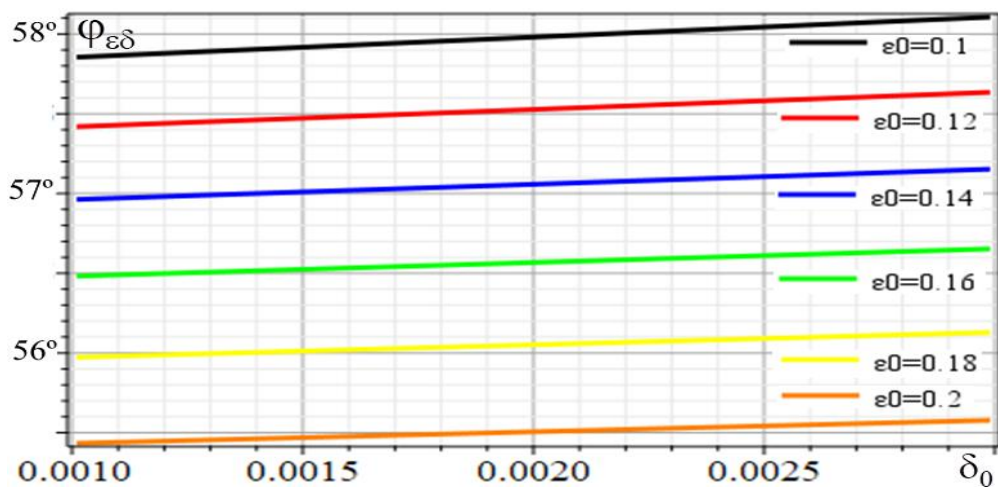


Рис. 5.6. Залежність кута лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від δ_0 .

Рис. 5.7 Залежність кута лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від δ_0 .Рис. 5.8. Залежність кута лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від δ_0 .Рис. 5.9. Залежність кута лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ від δ_0 .

Результати обчислень показують, що на значення кута повороту лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ відносний радіальний зазор δ_0 практично не впливає при $\varepsilon_0 > 0.2$ і впливає при малих значеннях $\varepsilon_0 < 0.2$. Цей вплив виявляється особливо суттєвим при $\delta_0 > 0.003$, тобто при наявності деформацій і зношування в елементах пари ковзання в результаті тривалої експлуатації при екстремальних режимах роботи. Крім того, при усталених режимах експлуатації відносний ексцентриситет прямує до нуля: $\varepsilon_0 \rightarrow 0$. Отже, не зовсім обґрунтованим є нехтування впливу відносного радіального зазору δ_0 на кут відхилення центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ при точних розрахунках і великих навантаженнях на положення лінії центрів є необґрунтованим.

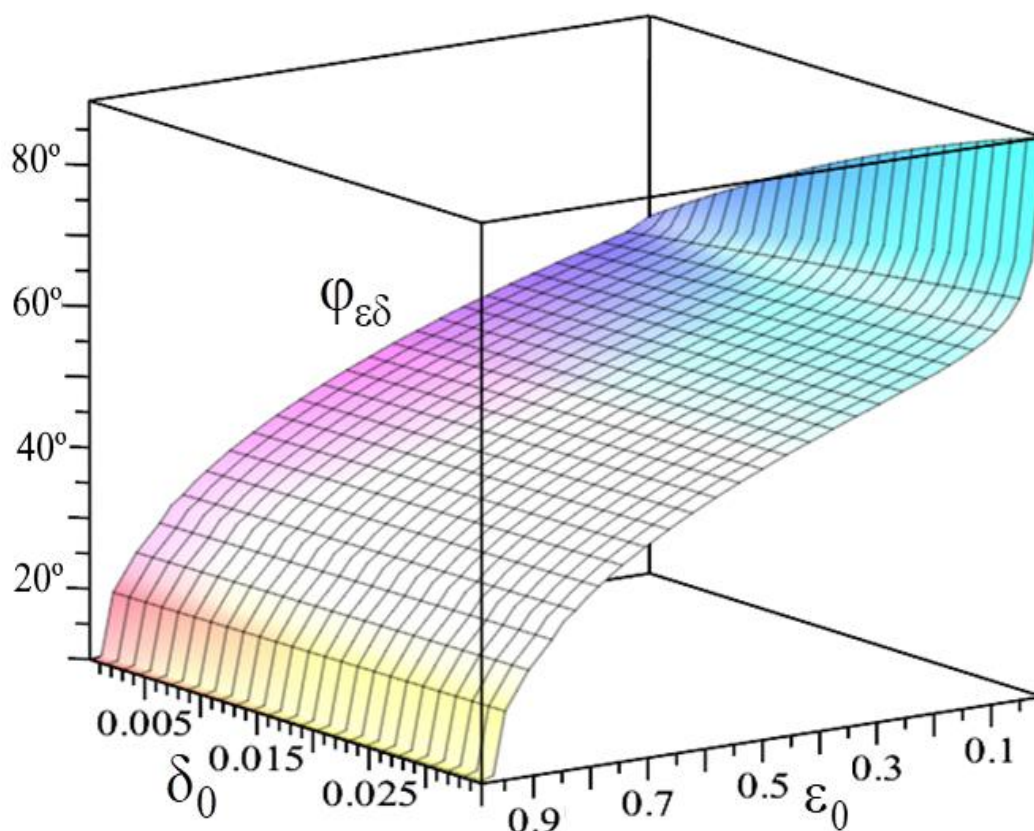


Рис. 5.10. Залежність кута $\varphi_{\varepsilon\delta}$ лінії центрів ПК від ε_0 і δ_0

На тривимірному рисунку 5.10 показано загальну картину поведінки кута відхилення лінії центрів $\varphi_{\varepsilon\delta}$ при максимально можливій зміні відносного ексцентриситету ε_0 і відносного радіального зазору δ_0 .

5.3 Числове моделювання розподілу гідродинамічного тиску в підшипнику ковзання

Для числового моделювання відносного питомого розподілу напружень в робочій зоні ПК, скористаємося поданням (4.47), яке, ввівши безрозмірний коефіцієнт впливу:

$$\beta_p = \frac{\pi G_{\mu 0} n_0}{5 \delta_0^2} = 6 \tilde{\xi}, \quad (5.16)$$

де $G_{\mu 0} = \xi \mu_0 \left[\frac{1}{c} \right]$ – градієнт в’язкості мастил ПК, $n_0 \left[\frac{\text{обр}}{\text{ХВ}} \right]$ – оберти цапфи, при кутовій швидкості ω_0 , запишемо так ($\tilde{h}_0 = 1 + \varepsilon_0 \cos(\varphi_0)$)

$$\tilde{p}(\varphi) = \frac{-6}{\beta_p} \ln(1 - \beta_p q_0(\varphi, \varepsilon_0)), \quad q_0(\varphi, \varepsilon_0) = \int_{\varphi}^{\varphi_2} \frac{\tilde{h}_0 - \tilde{h}(\varphi)}{\tilde{h}^3(\varphi)} d\varphi \quad (5.17)$$

Як було відмічено в попередньому розділі, якщо в поданні (5.10) перейти до границі: $\beta_p \rightarrow 0$ (тобто коли $\xi \rightarrow 0$), то отримаємо розв’язок відповідної задачі гідродинаміки для ньютонівських мастил:

$$\tilde{p}_n(\varphi) = 6 q_0(\varphi, \varepsilon_0) \quad (5.18)$$

В таблицях 5.4 і 5.5 наведені максимальні значення безрозмірного коефіцієнта впливу β_p відповідно корінних і шатунних ПК для двигунів Д1 – Д10 (див. таблицю 1.4), при різних температурах і при робочих обертах цапфи n_0 .

Таблиця 5.3. Максимальні значення коефіцієнту впливу рамові ПК

Д	β_p							
	60°	70°	80°	85°	90°	95°	100°	120°
1	0.1003	0.0755	0.0572	0.0499	0.0436	0.0374	0.0319	0.0141
2	0.0757	0.0570	0.0432	0.0377	0.0329	0.0282	0.0270	0.0103
3	0.0656	0.0494	0.0374	0.0326	0.0285	0.0244	0.0209	0.0096
4	0.3905	0.2940	0.2228	0.1944	0.1699	0.1435	0.1244	0.0641
5	0.2900	0.2183	0.1655	0.1443	0.1261	0.1066	0.0924	0.0428
6	0.2342	0.1763	0.1336	0.1166	0.1019	0.0873	0.0834	0.0333
7	0.1956	0.1472	0.1116	0.0973	0.0851	0.0729	0.0623	0.0304
8	0.2570	0.1934	0.1466	0.1279	0.1118	0.0958	0.0819	0.0427
9	0.3556	0.2677	0.2029	0.1771	0.1547	0.1326	0.1133	0.0483
10	0.4814	0.3623	0.2746	0.2396	0.2094	0.1794	0.1534	0.0684

Таблиця 5.4. Максимальні значення коефіцієнту впливу шатунних ПК

Д	β_p							
	60°	70°	80°	85°	90°	95°	100°	120°
1	0.0512	0.0385	0.0292	0.0255	0.0222	0.0191	0.0163	0.0072
2	0.0377	0.0284	0.0215	0.0188	0.0164	0.0141	0.0134	0.0051
3	0.0388	0.0292	0.0221	0.0193	0.0169	0.0145	0.0124	0.0057
4	0.1566	0.1179	0.0894	0.0780	0.0682	0.0575	0.0499	0.0257
5	0.1374	0.1034	0.0784	0.0684	0.0598	0.0505	0.0438	0.0203
6	0.0990	0.0745	0.0565	0.0493	0.0430	0.0369	0.0352	0.0141
7	0.0831	0.0625	0.0474	0.0414	0.0361	0.0310	0.0265	0.0129
8	0.0968	0.0728	0.0552	0.0482	0.0421	0.0361	0.0308	0.0161
9	0.1620	0.1220	0.0925	0.0807	0.0705	0.0604	0.0516	0.0220
10	0.2193	0.1651	0.1251	0.1092	0.0954	0.0817	0.0699	0.0312

Зауважимо, для того щоб отримати значення коефіцієнта впливу $\hat{\beta}_p$, при максимальних обертах двигуна $n_{\max} \left[\frac{\text{обр}}{\text{хв}} \right]$, можна скористатись формулою

$$\hat{\beta}_p = \frac{n_{\max}}{n_0} \beta_p. \quad (5.19)$$

Із урахуванням формули (5.3) і позначення (5.4), вираз для питомого безрозмірного тиску для неньютонівських $\tilde{p}(\varphi)$ і ньютонівських мастил $\tilde{p}_n(\varphi)$ перепишемо наступним чином

$$\tilde{p}(\varphi) = \frac{-6}{\beta_p} \ln \left(1 - \beta_p (\tilde{h}_0 j_3(\varphi, \varepsilon_0) - j_2(\varphi, \varepsilon_0)) \right). \quad (5.20)$$

$$\tilde{p}_h(\varphi) = 6(\tilde{h}_0 j_3(\varphi, \varepsilon_0) - j_2(\varphi, \varepsilon_0)). \quad (5.21)$$

Недоліком подання (5.20) і (5.21) є те, що для кожного значення відносного ексцентриситету ε_0 доводиться визначати границі робочої зони φ_1 і φ_2 та кут максимального тиску φ_0 . Вказаний недолік пропонується усунути скориставшись результатами, отриманими в попередньому параграфі, зокрема, формулами (5.10) – (5.13), які запишемо так

$$\varphi_1 = \frac{180^\circ}{\pi} \left(0.7656 \sqrt{\varepsilon_0} \arcsin(\varepsilon_0) - 1.2461 \varepsilon_0 + 1.5248 \sqrt{\varepsilon_0} \right). \quad (5.22)$$

$$\varphi_2 = \frac{180^\circ}{\pi} \left(2.8295 \arccos(\varepsilon_0) + 1.8361 \sqrt{\varepsilon_0} \cdot \arcsin(\varepsilon_0) + 0.165 \sqrt{\varepsilon_0} \right). \quad (5.23)$$

$$\varphi_0 = \frac{180^\circ}{\pi} \left(1.0963 \arccos(\varepsilon_0) + 1.1367 \sqrt{\varepsilon_0} \cdot \arcsin(\varepsilon_0) + 1.2931 \sqrt{\varepsilon_0} \right). \quad (5.24)$$

Формули (5.20) – (5.24) дають можливість визначити розподіл відносного гідродинамічного тиску для будь-якого значення відносного ексцентриситету ε_0 , а не тільки для значень які наведені в таблиці 5.1. Крім того, знайдені залежності дозволяють на одному рисунку подати графіки для відносного гідродинамічного тиску $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_h(\varphi)$ при різних значеннях ε_0 , при цьому розподіл питомого тиску для неньютонівських мастил залежить від двох параметрів зовнішніх параметрів ε_0 і β_p , а для ньютонівських тільки від одного відносного ексцентриситету ε_0 :

$$\tilde{p} = \tilde{p}(\varphi, \varepsilon_0, \beta_p), \quad (5.25)$$

$$\tilde{p}_h = \tilde{p}_h(\varphi, \varepsilon_0). \quad (5.26)$$

Залежності (5.25), (5.26), зокрема, показують, що якщо вважати, що мастила в парі ковзання є ньютонівськими, тобто не враховувати їх залежність від тиску, використавши відповідну математичну модель роботи ПК, то питомий відносний тиск в робочій зоні не буде враховувати такі ключові параметри роботи ПК, як градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$, відносний радіальний зазор δ_0 і частоту обертання цапфи n_0 , що на наш погляд, не можна вважати коректним.

Вказані висновки підтверджують результати числового моделювання, які виконані на основі математичних подань (5.20) і (5.21), для усіх можливих значень відносного ексцентриситету ε_0 , і різних значень параметру впливу β_p , взятих із таблиць 5.3, 5.4 для реальних СЕУ. Так, рисунках 5.11 – 5.26 наведено розподіл відносного гідродинамічного тиску в ПК, який отриманий за допомогою формули (5.20) – на усіх рисунках суцільні лінії, і за допомогою формули (5.21) – точкові лінії на усіх рисунках. На рисунках 5.11 – 5.14 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.1$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.15$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.2$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.25$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.3$. При цьому на рисунку 5.11 всі графіки отримані при $\beta_p = 0.1$, на рисунку 5.12 при $\beta_p = 0.15$, на рисунку 5.13 при $\beta_p = 0.2$, на рисунку 5.14 при $\beta_p = 0.35$. На рисунках 5.15 – 5.18 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.35$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.4$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.45$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.5$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.55$. При цьому на рисунку 5.15 всі графіки отримані при $\beta_p = 0.05$, на рисунку 5.16 при $\beta_p = 0.15$, на рисунку 5.17 при $\beta_p = 0.25$, на рисунку 5.18 при $\beta_p = 0.35$. На рисунках 5.19 – 5.22 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.6$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.65$, лінії синього кольору

при $\varepsilon_0 = 0.7$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.75$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.8$. При цьому на рисунку 5.19 всі графіки отримані при $\beta_p = 0.05$, на рисунку 5.20 при $\beta_p = 0.15$, на рисунку 5.21 при $\beta_p = 0.2$, на рисунку 5.22 при $\beta_p = 0.35$. На рисунках 5.23 – 5.24 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.83$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.85$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.87$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.89$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.9$. При цьому на рисунку 5.23 всі графіки отримані при $\beta_p = 0.05$, на рисунку 5.24 при $\beta_p = 0.08$, на рисунку 5.25 при $\beta_p = 0.15$, на рисунку 5.21 при $\beta_p = 0.162$. $\tilde{p}(\varphi)$

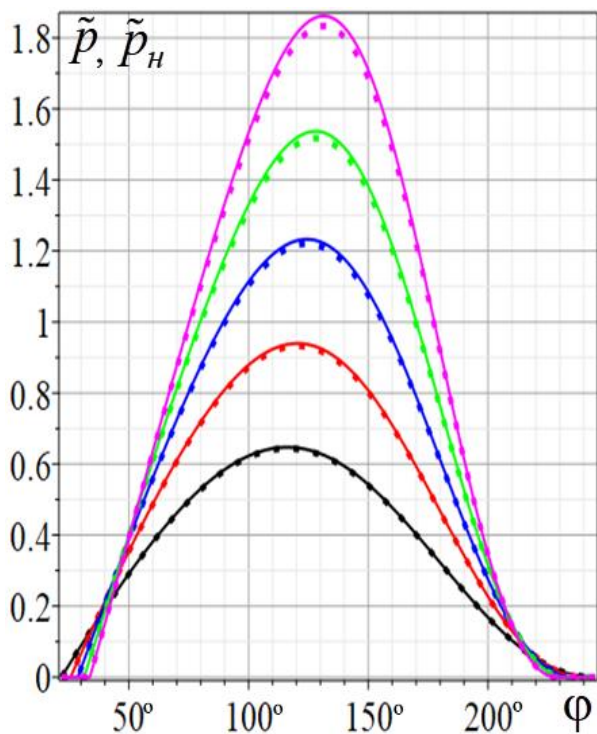


Рис. 5.10. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.1; 0.15; 0.2; 0.25; 0.3$. $\beta_p = 0.1$

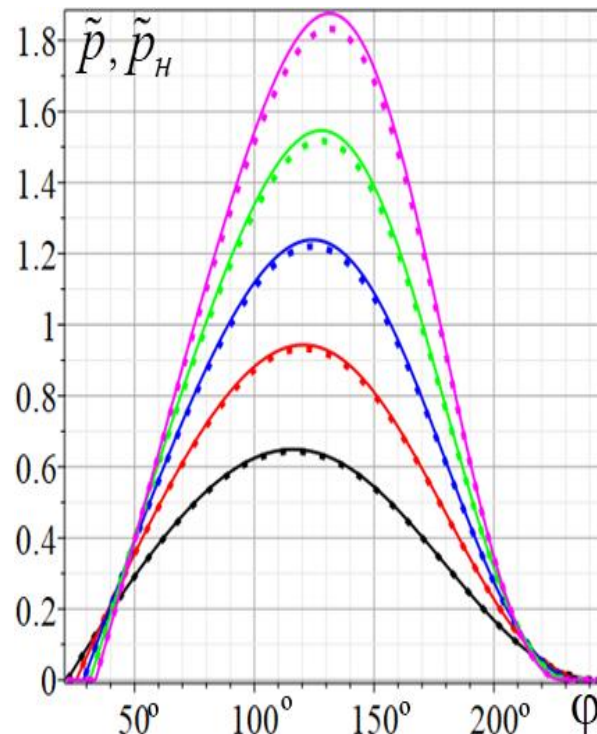


Рис. 5.11. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.1; 0.15; 0.2; 0.25; 0.3$. $\beta_p = 0.15$

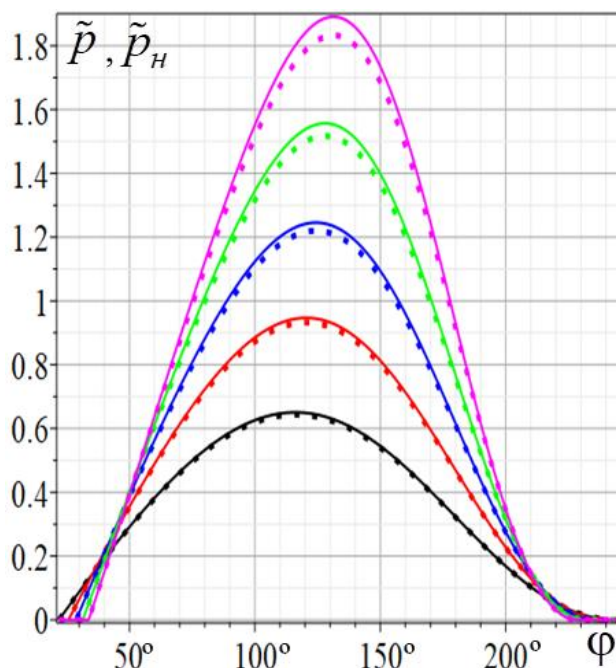


Рис. 5.12. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.1; 0.15; 0.2; 0.25; 0.3$. $\beta_p = 0.2$

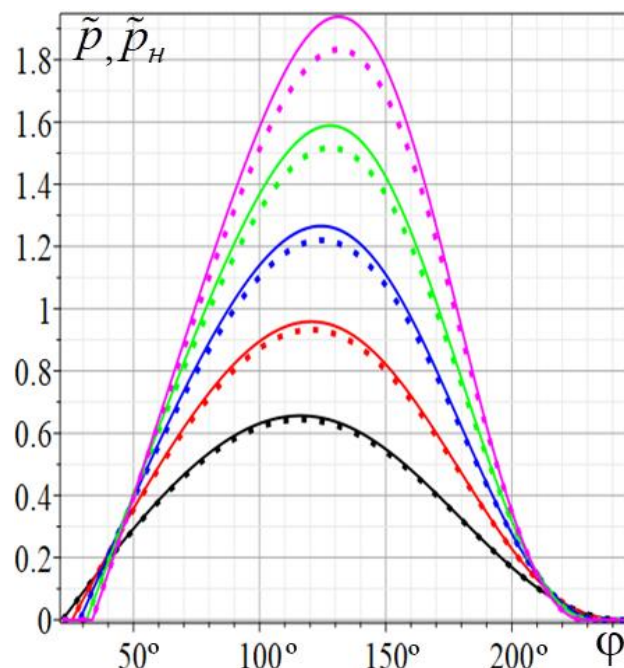


Рис. 5.13. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.1; 0.15; 0.2; 0.25; 0.3$. $\beta_p = 0.35$

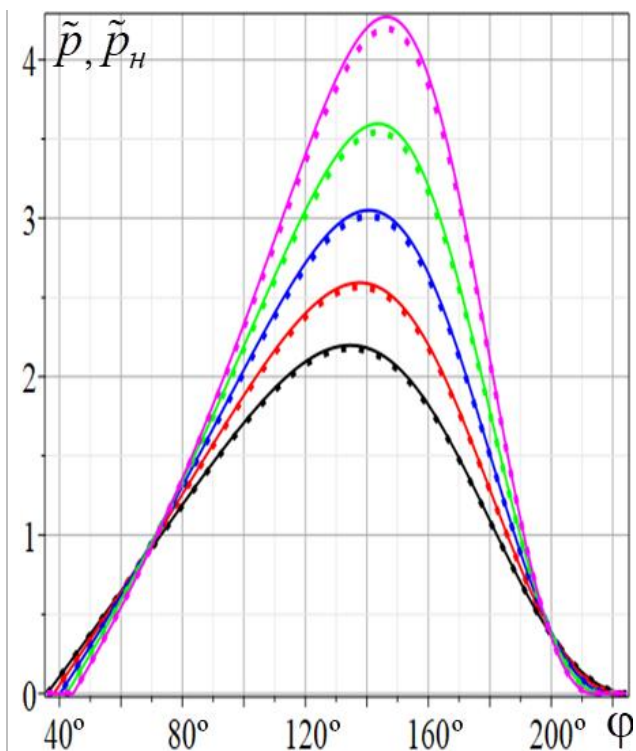


Рис. 5.14. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.35; 0.4; 0.45; 0.5; 0.55$. $\beta_p = 0.05$

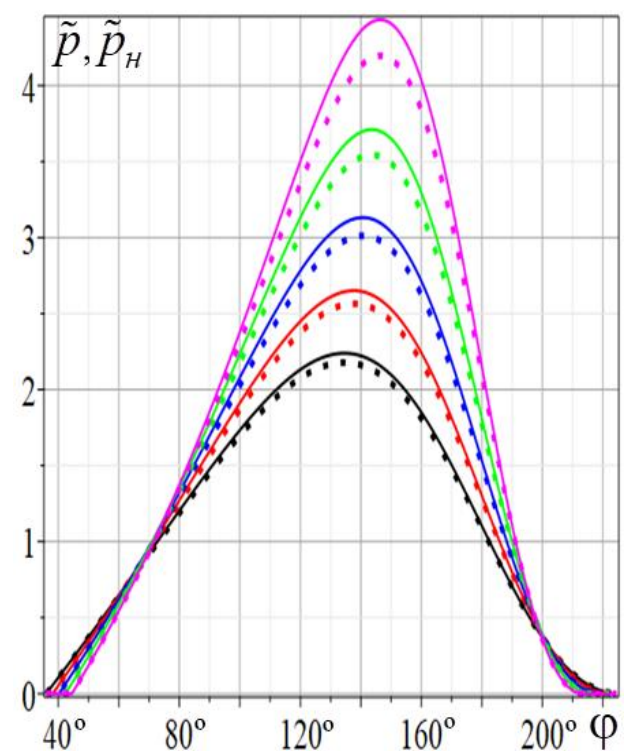


Рис. 5.15. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.35; 0.4; 0.45; 0.5; 0.55$. $\beta_p = 0.15$

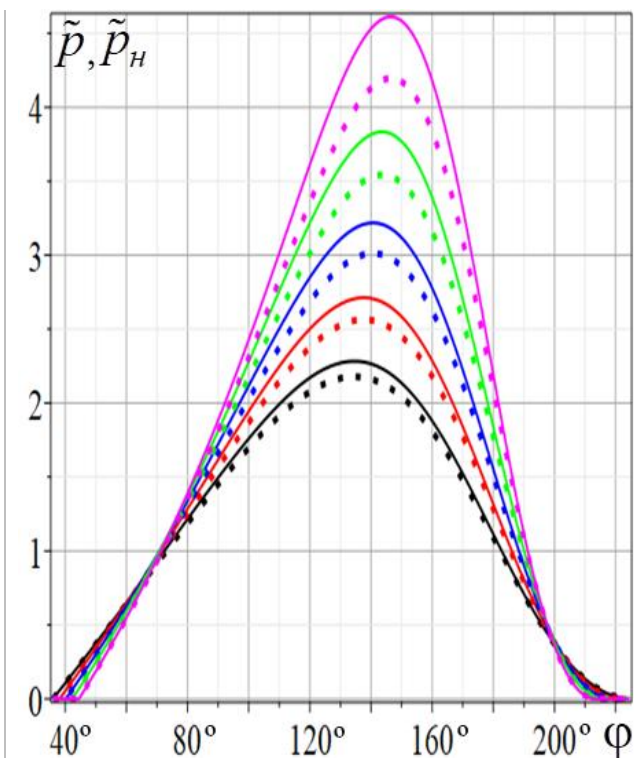


Рис. 5.16. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.35; 0.4; 0.45; 0.5; 0.55$. $\beta_p = 0.25$

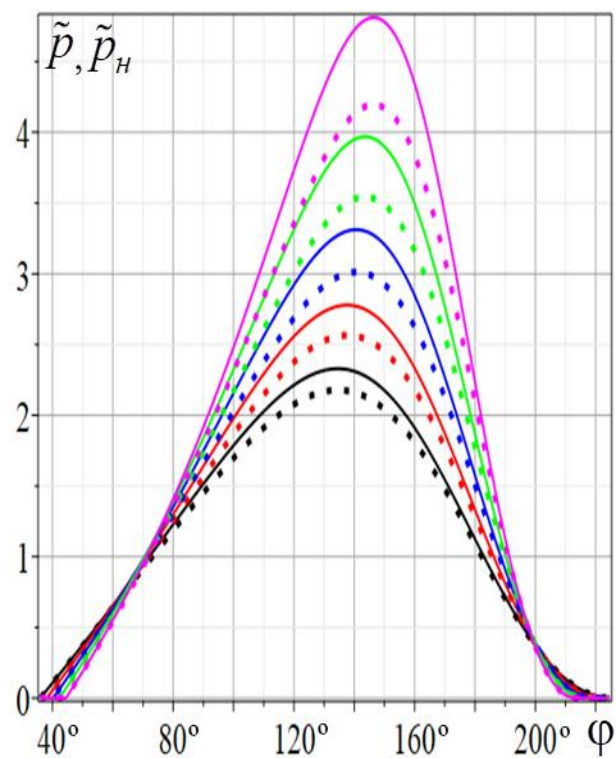


Рис. 5.17. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.35; 0.4; 0.45; 0.5; 0.55$. $\beta_p = 0.35$

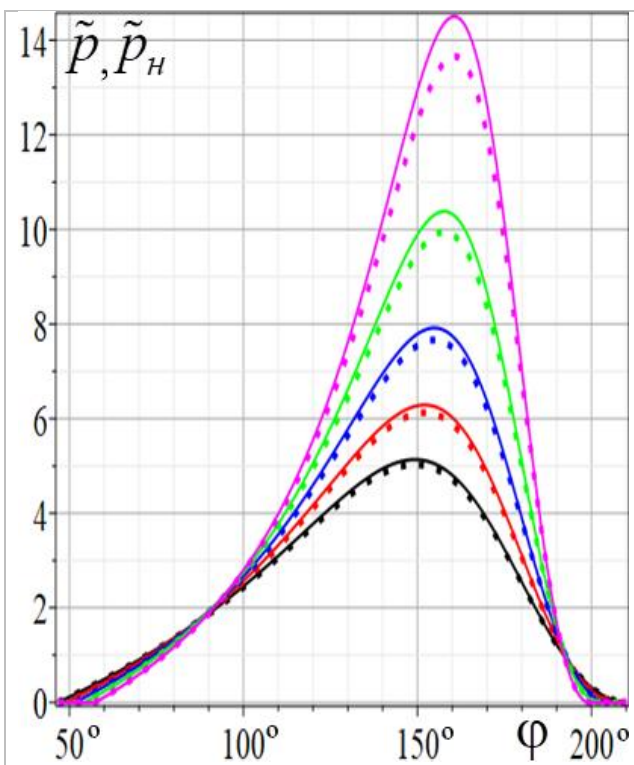


Рис. 5.18. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.6; 0.65; 0.7; 0.75; 0.8$. $\beta_p = 0.05$

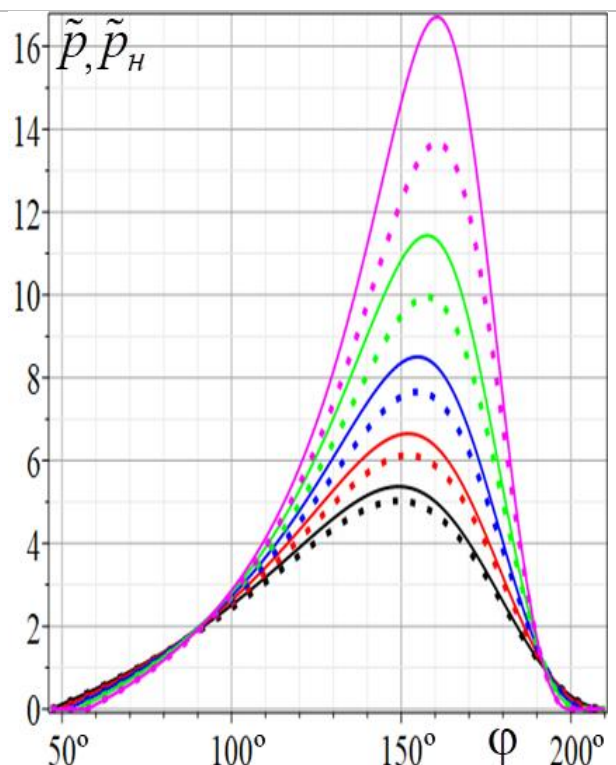


Рис. 5.19. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.6; 0.65; 0.7; 0.75; 0.8$. $\beta_p = 0.15$

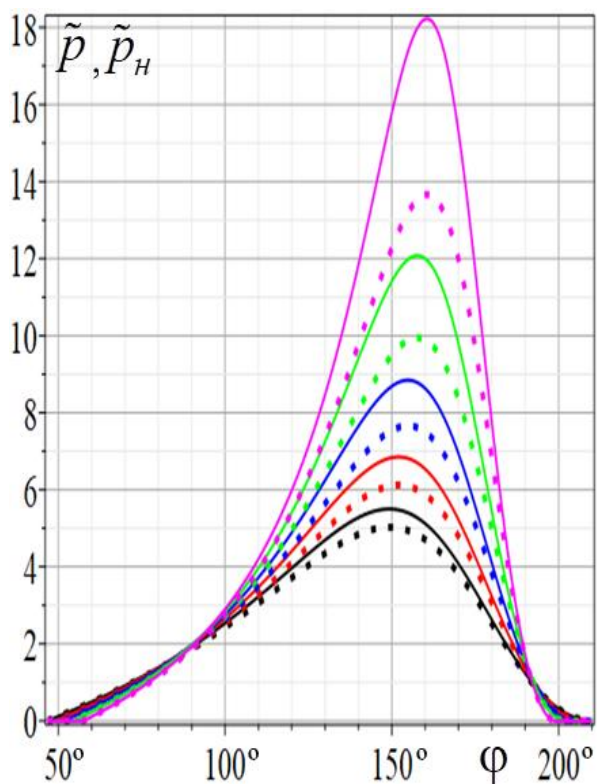


Рис. 5.20 Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.6; 0.65; 0.7; 0.75; 0.8$. $\beta_p = 0.2$

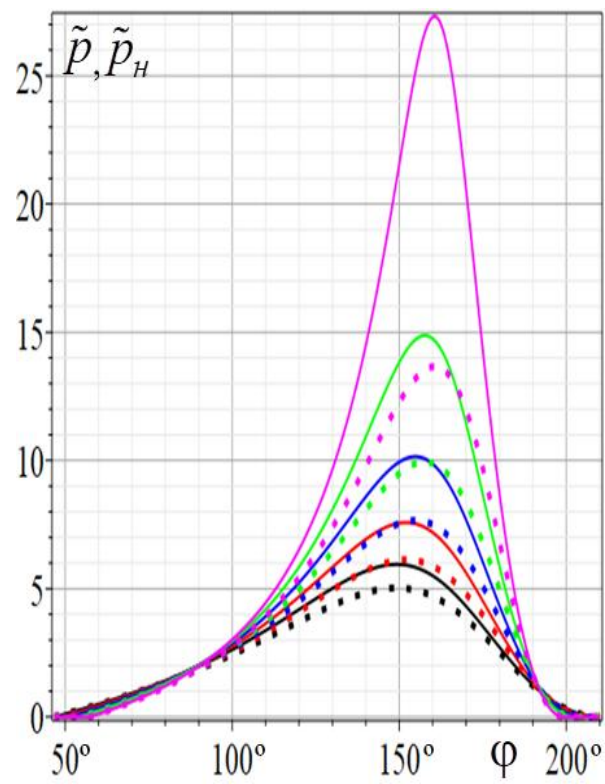


Рис. 5.21. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.6; 0.65; 0.7; 0.75; 0.8$. $\beta_p = 0.35$

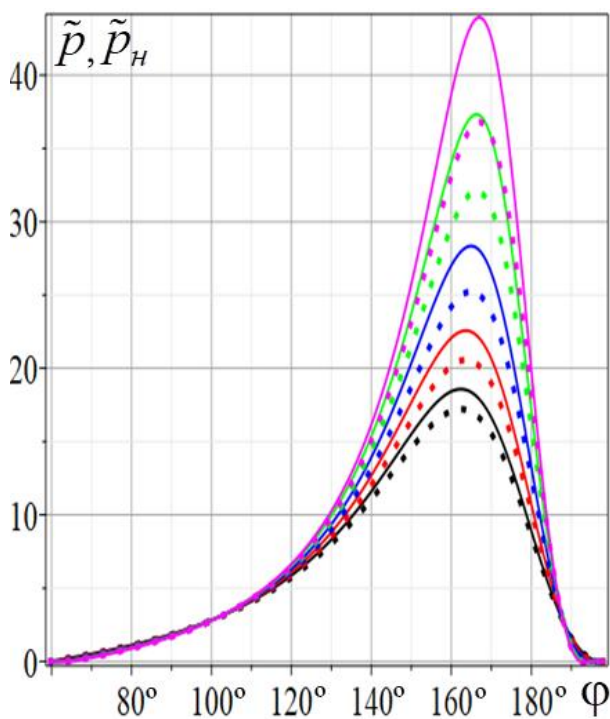


Рис. 5.22. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.83; 0.85; 0.87; 0.89; 0.9$. $\beta_p = 0.05$

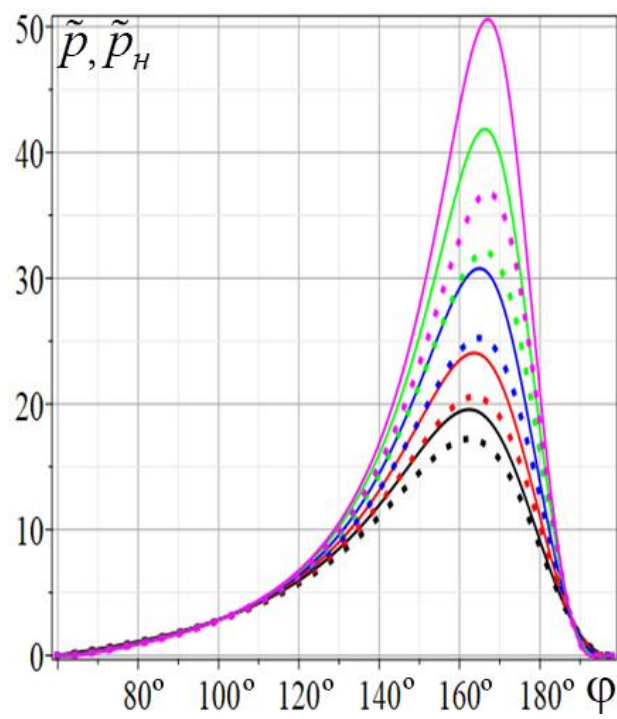


Рис. 5.23. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.83; 0.85; 0.87; 0.89; 0.9$. $\beta_p = 0.08$

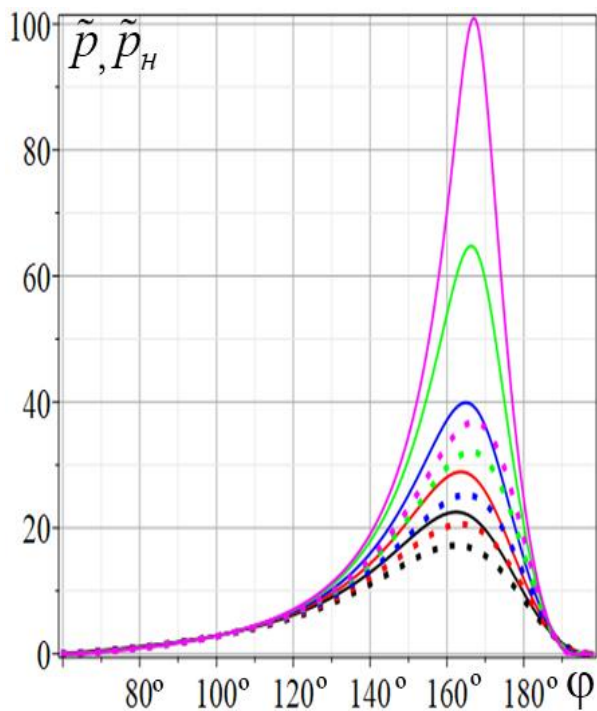


Рис. 5.24. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.83; 0.85; 0.87; 0.89; 0.9$. $\beta_p = 0.15$

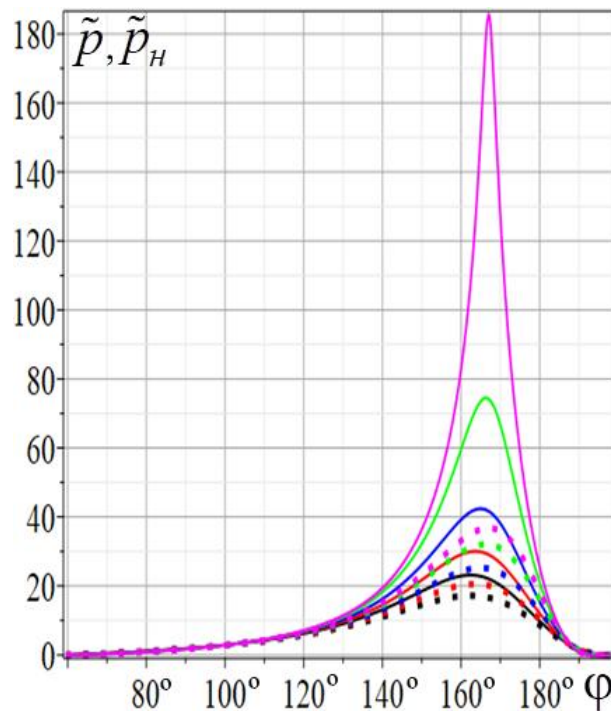
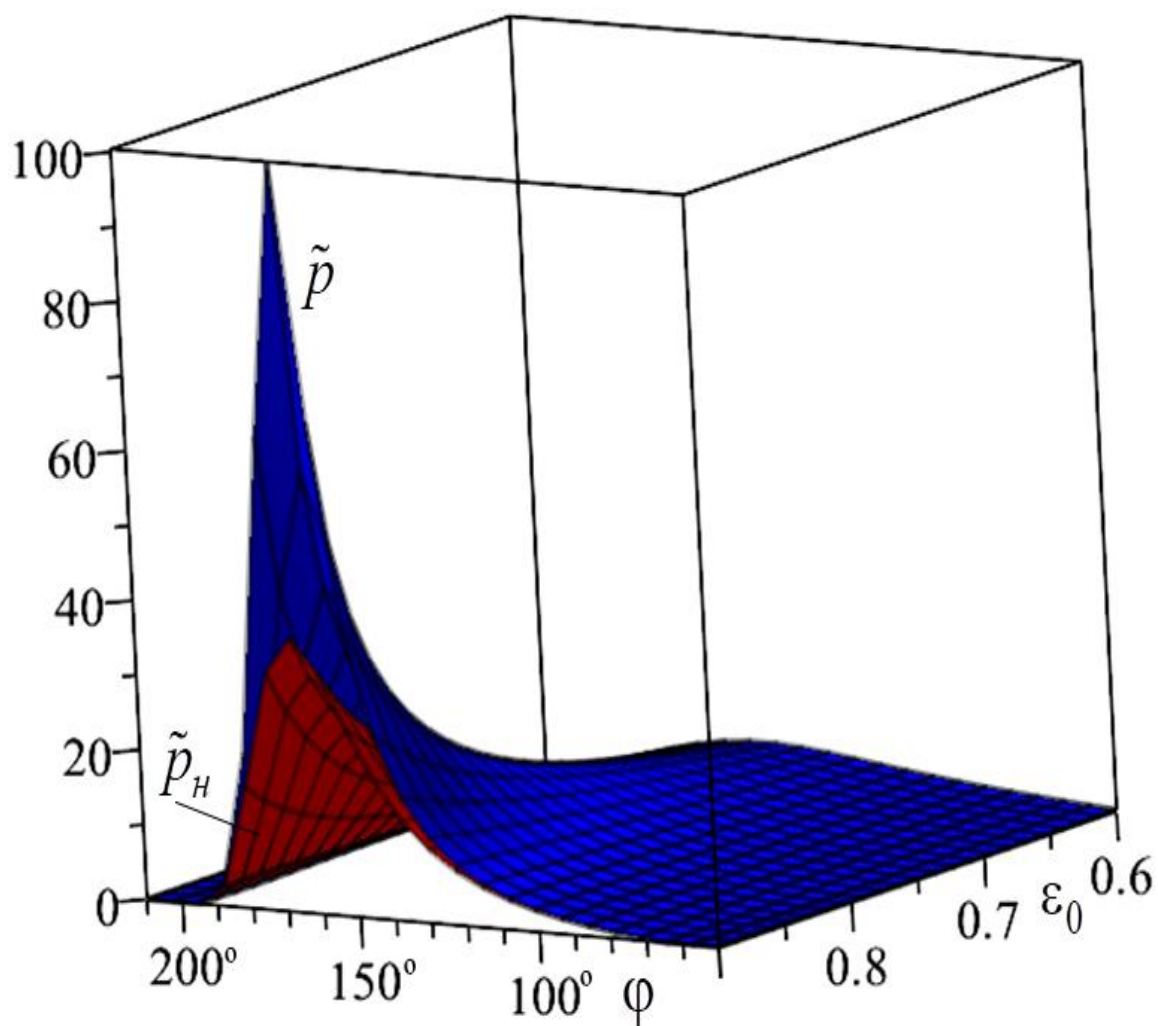


Рис. 5.25. Розподіл $\tilde{p}(\varphi)$ і $\tilde{p}_H(\varphi)$ при $\varepsilon_0 = 0.83; 0.85; 0.87; 0.89; 0.9$. $\beta_p = 0.162$

Отриманні результати числового моделювання добре ілюструють відмінність розподілу відносного питомого тиску в робочій зоні ПК, обчисленого із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил і без цього урахування. Дійсно, на усіх графіках всі точкові лінії одного кольору лежать нижче суцільних ліній. Ця відмінність стає особливо помітною із зростанням відносного ексцентриситету ε_0 і коефіцієнту впливу β_p . Дійсно, із збільшенням ε_0 і β_p , див. зокрема рис. 5.17 – 5.26, значення питомого тиску $\tilde{p}(\varphi)$ відчутно збільшується в порівняно із значенням $\tilde{p}_H(\varphi)$ і може досягати 30 – 50% при середніх значеннях відносного ексцентриситету ε_0 (див. рис.5.18, 5.21) і 100 – 400% при великих значеннях $\varepsilon_0 \rightarrow 1$ (див. рис.5.25, 5.26). Сказане вище, також добре ілюструють тривимірні графіки на рисунку 5.27, де синя поверхня це графік функції $\tilde{p}(\varphi, \varepsilon_0, 0.15)$, а червона поверхня – графік функції $\tilde{p}_H(\varphi, \varepsilon_0)$. На рис. 5.27 зображений тривимірний графік функції

$\tilde{p}(\varphi_0(\varepsilon_0), \varepsilon_0, \beta_p)$, який показує характер залежності максимального тиску від відносного ексцентриситету ε_0 і коефіцієнту впливу β_p .



5.26. Розподіл питомого тиску для неньютонівських \tilde{p} і ньютонівських \tilde{p}_H мастил.

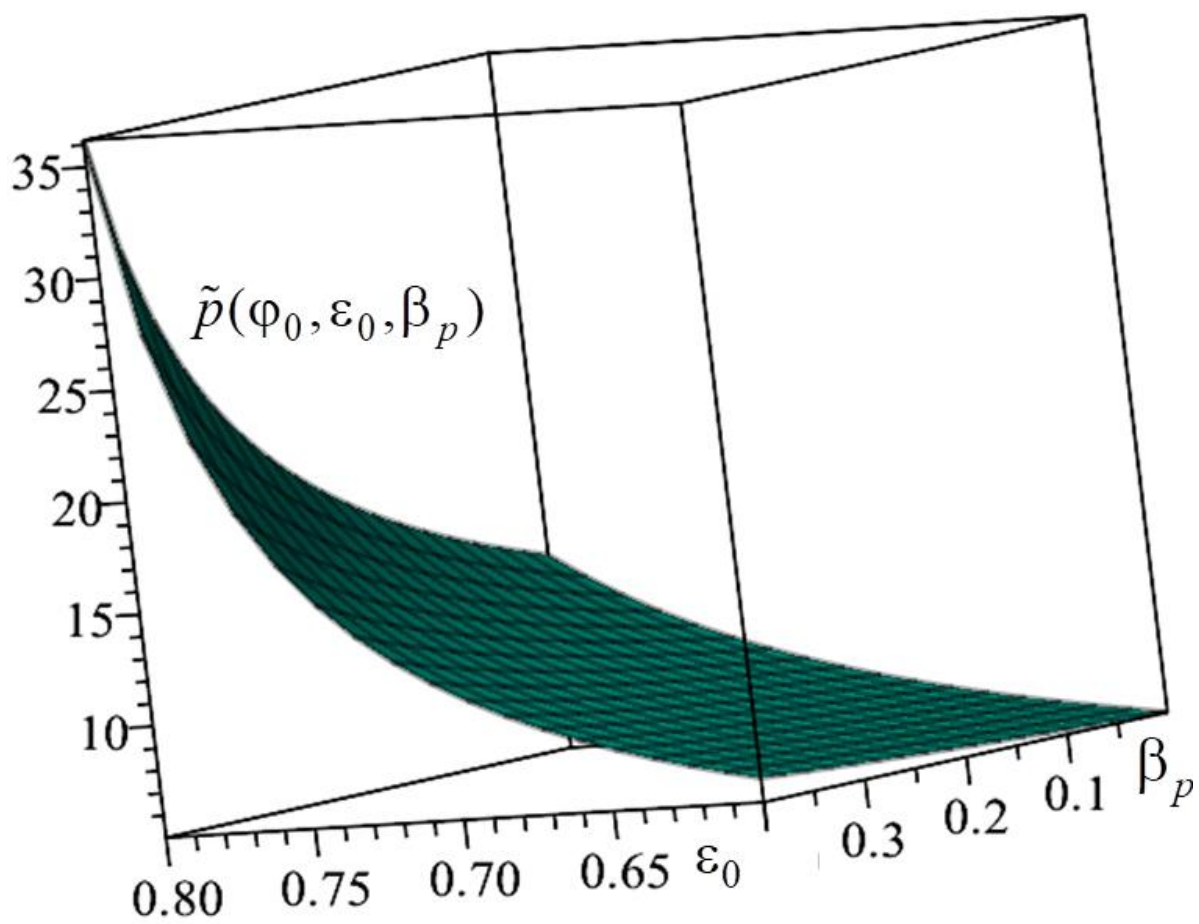


Рис. 5.27. Залежність максимального тиску $\tilde{p}(\varphi_0, \varepsilon_0, \beta_p)$ в ПК СЕУ від відносного ексцентриситету ε_0 і коефіцієнту впливу β_p .

5.4 Побудова математичних моделей коефіцієнта навантаженості ПК із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил.

5.4.1. Побудова математичної моделі коефіцієнта навантаженості ПК для ньютонівських мастил.

Для обчислення безрозмірного коефіцієнта навантаженості $\Phi_P = \Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, застосовано метод варіації границь, який описаний в розділі 5.1. За допомогою формули (4.53) отримані значення коефіцієнту навантаженості при $\tilde{\xi} = 0$, для різних значень відносного ексцентриситету ε_0 , в таблиці 5.5 виписані ці значення і їх логарифми, тобто: $\Phi_P(\varepsilon_0, 0)$ і $\ln \Phi_P(\varepsilon_0, 0)$.

Таблиця 5.5. Значення коефіцієнта $\Phi_P(\varepsilon_0, 0)$ та $\ln \Phi_P^\infty(\varepsilon_0, 0)$

ε_0	$\Phi_P(\varepsilon_0, 0)$	$\ln \Phi_P(\varepsilon_0, 0)$
0.001	0.005119448	-5.2747087
0.01	0.047132780	-3.0547866
0.05	0.226615030	-1.4845026
0.1	0.445096540	-0.8094641
0.2	0.871441053	-0.1376071
0.3	1.302500647	0.264286
0.4	1.769230085	0.5705445
0.5	2.321115383	0.8420478
0.6	3.051276333	1.11556
0.65	3.539085732	1.2638684
0.7	4.168138110	1.4274694
0.75	5.026191142	1.6146625
0.8	6.287959295	1.8386366
0.85	8.362471388	2.123754
0.9	12.473578036	2.5236127
0.925	16.567325438	2.8074324
0.95	24.739155358	3.2083872
0.975	49.224964865	3.8964009
0.99	122.65244716	4.8093547

На основі отриманих в таблиці 5.5 даних побудуємо математичну модель коефіцієнта навантаженості для ньютонівських мастил: $\Phi_P(\varepsilon_0, 0)$. Враховуючи значний перепад значень коефіцієнта $\Phi_P(\varepsilon_0, 0)$ при зміні відносного ексцентриситету ε_0 від нуля до одиниці, доцільно спочатку перейти до логарифмічної шкали значень, тобто спочатку отримати подання для логарифму коефіцієнта навантаженості $g(\varepsilon_0) = \ln \Phi_P(\varepsilon_0, 0)$. На рисунку 5.29, зображена сплайн апроксимація табличної залежності $g(\varepsilon_0)$ – точкова лінія, аналіз якої дає можливість запропонувати наступне подання

$$g(\varepsilon_0) = a \cdot \varepsilon_0 + b \cdot \text{ctg}(c \cdot \varepsilon_0 + d). \quad (5.27)$$

Для визначення параметрів моделі a , b , c , d використані даними таблиці 5.5 і методи нелінійного регресивного аналізу [146 – 149]. В результаті для логарифма коефіцієнта навантаженості і самого коефіцієнта навантаженості отримані наступні вирази

$$\ln \Phi_P(\varepsilon_0, 0) = 1.8229\varepsilon_0 - 0.3094\text{ctg}(3.01287\varepsilon_0 - 3.0838). \quad (5.28)$$

$$\Phi_P(\varepsilon_0, 0) = \exp(1.8229\varepsilon_0 - 0.3094\text{ctg}(3.01287\varepsilon_0 - 3.0838)). \quad (5.29)$$

Нелінійність моделі (5.27) відносно вхідних параметрів ускладнює оцінку її кореляційні властивості, тому для валідації математичних моделей, на рисунках 2.29 і 2.30 зроблено порівняння отриманих залежностей (2.28) і (5.29) – суцільні лінії і сплайн-апроксимацій даних таблиці 5.5 – точкові лінії. Отже, маємо практично повне (98.5% – 99.4%) співпадіння результатів, що підтверджує адекватність отриманих математичних моделей (5.28) і (5.29).

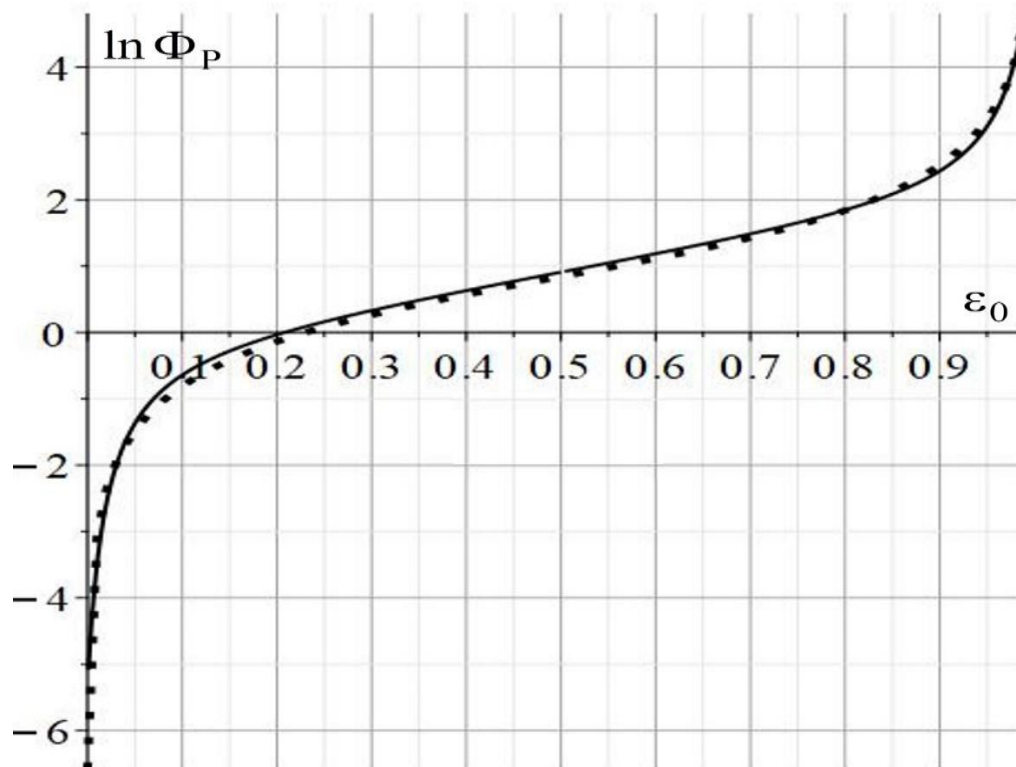


Рис. 5.29. Верифікація математичної моделі (5.28)

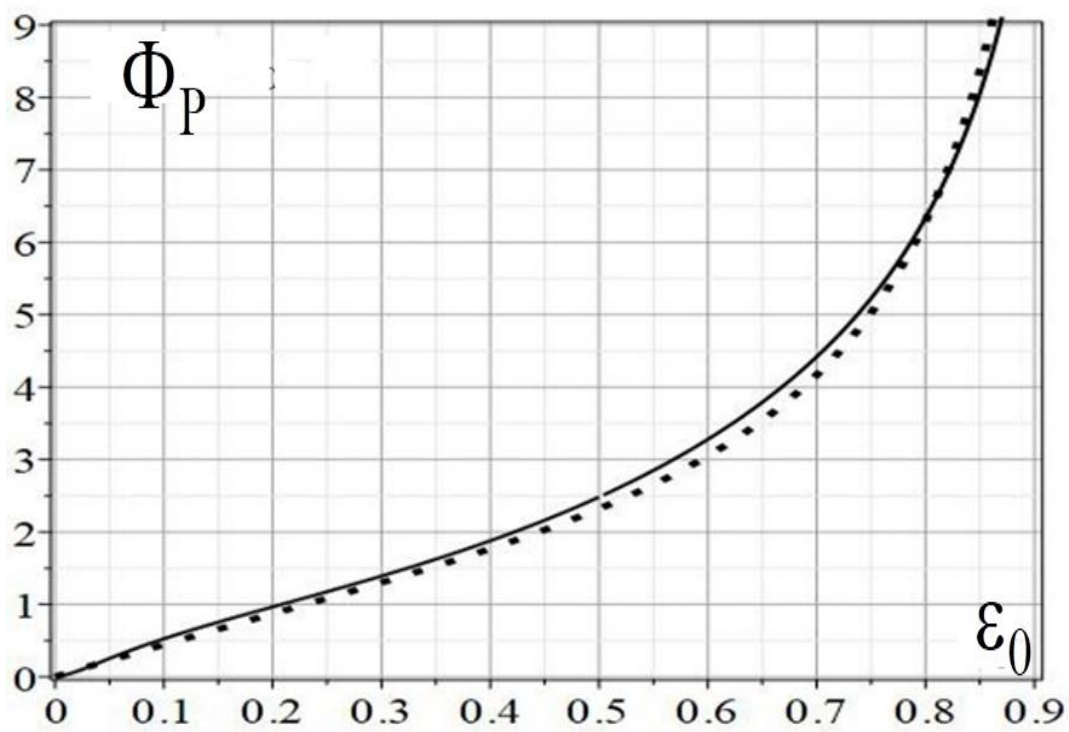


Рис. 5.30. Верифікація математичної моделі (5.29)

5.4.2. Нова математична моделі залежності відносного ексцентриситету ε_0 від коефіцієнта навантаженості ПК.

При практичних розрахунках ПК часто приходиться розв'язувати обернену задачу, а саме, по значенню коефіцієнта навантаженості Φ_p визначити відносний ексцентриситет ε_0 ПК. Зазвичай, таку задачу розв'язують за допомогою таблиць, що не зовсім зручно, і самі існуючі таблиці являються не повними. Тому доцільно, скориставшись таблицею 5.5 і формулою (5.27), отримати обернену регресійну модель. Формула (5.27) дає підстави вважати справедливим наступне подання

$$\varepsilon_0 = g^{-1}(\Phi_p) = a + b \cdot \operatorname{arcctg}(c \cdot \ln \Phi_p + d). \quad (5.30)$$

Для визначення параметрів a , b , c , d , скориставшись методами регресійного аналізу і даними таблиці 5.5, отримано наступну математичну модель

$$\varepsilon_0 = 1.0828 - 0.3682 \cdot \operatorname{arcctg}(1.0756 \cdot \ln \Phi_p + 0.9276). \quad (5.31)$$

Для валідації подання (5.31) на рисунку 5.31 наведені залежності ε_0 від коефіцієнта Φ_p , які отримані за допомогою математичної моделі (5.31) – суцільна крива і сплайн-апроксимації даних таблиці 5.5 – точкова лінія.

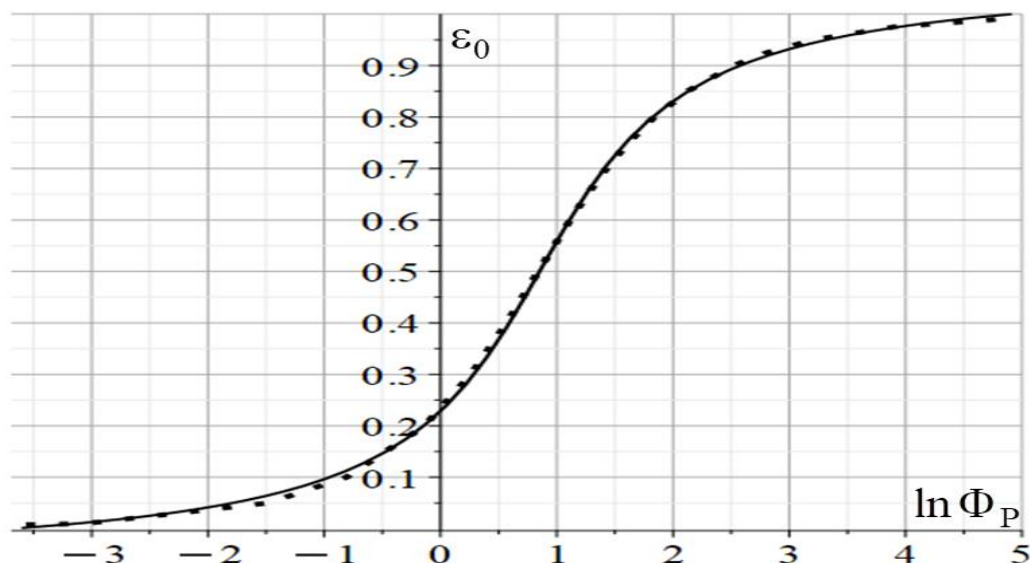


Рис. 5.31. Валідація математичної моделі (5.31)

Отримані результати показують практично повне (98.7% – 99.6%) співпадіння графіків, що підтверджує адекватність математичної моделі (5.31).

5.4.3. Нова математична моделі коефіцієнта навантаженості ПК для неньютонівських мастил.

Скориставшись формулою (4.53), проаналізуємо як залежить значення коефіцієнту навантаженості $\Phi_P = \Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від в'язкістних характеристик мастил і режимів роботи ПК. Для цього отримаємо графічні залежності Φ_P від параметра $\tilde{\xi}$ при різних значень відносного ексцентриситету ε_0 , зокрема, на рисунках 5.32 – 5.39 наведені такі залежності відповідно для значень $\varepsilon_0 = 0.05$, $\varepsilon_0 = 0.1$, $\varepsilon_0 = 0.3$, $\varepsilon_0 = 0.5$, $\varepsilon_0 = 0.7$, $\varepsilon_0 = 0.8$, $\varepsilon_0 = 0.9$, $\varepsilon_0 = 0.95$.

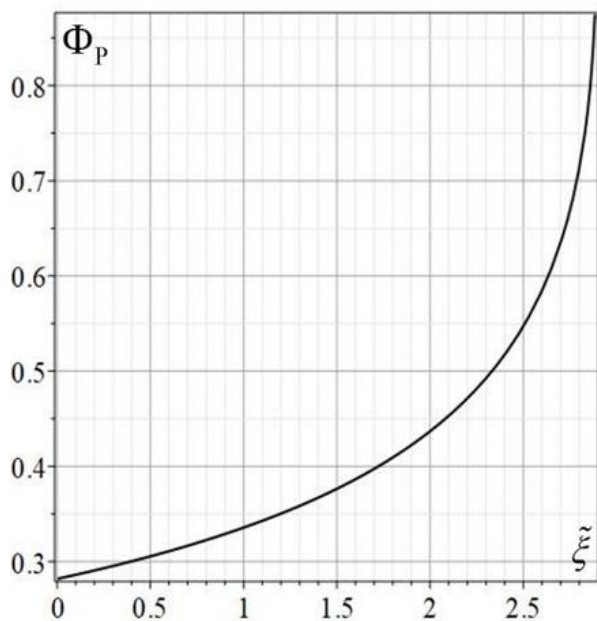


Рис. 5.32 Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.05$

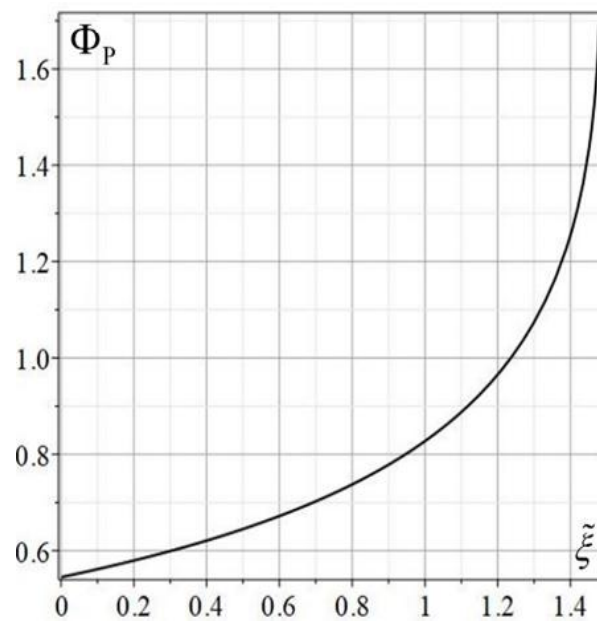


Рис. 5.33 Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.1$

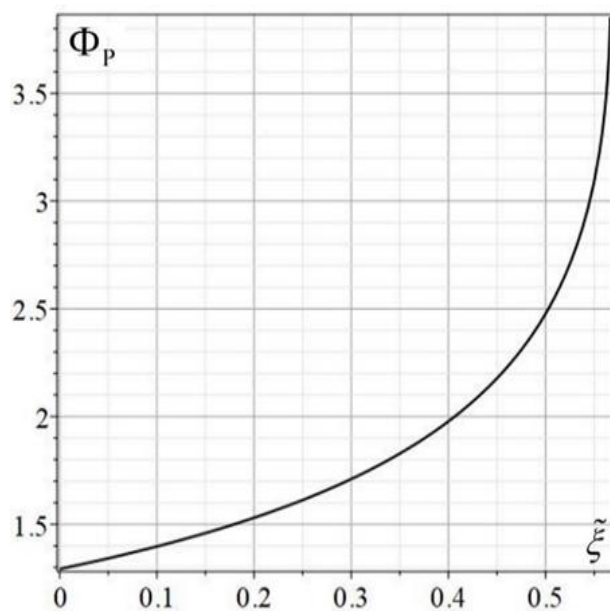


Рис. 5.34 Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.3$

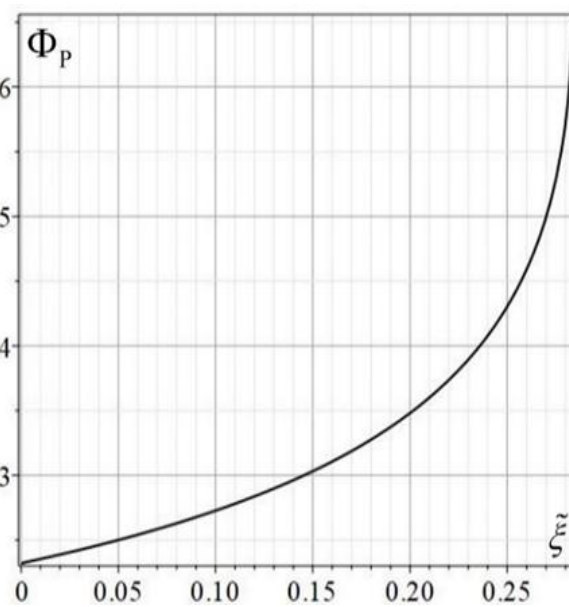


Рис. 5.35 Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.5$

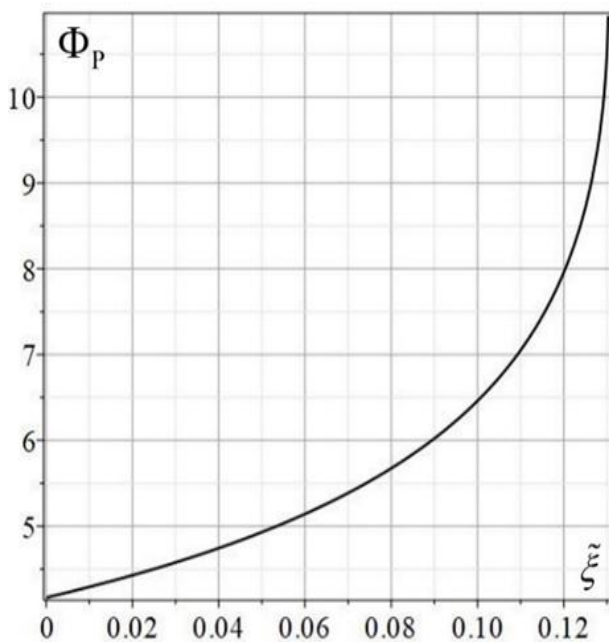


Рис. 5.36. Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.7$

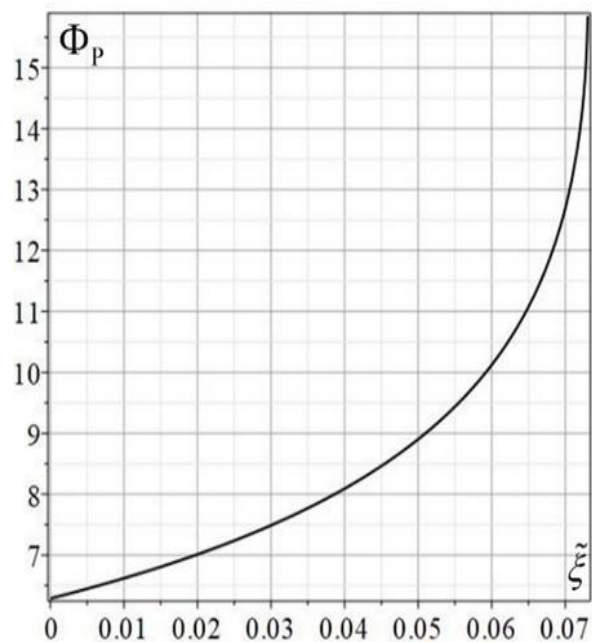


Рис.5.37. Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.8$

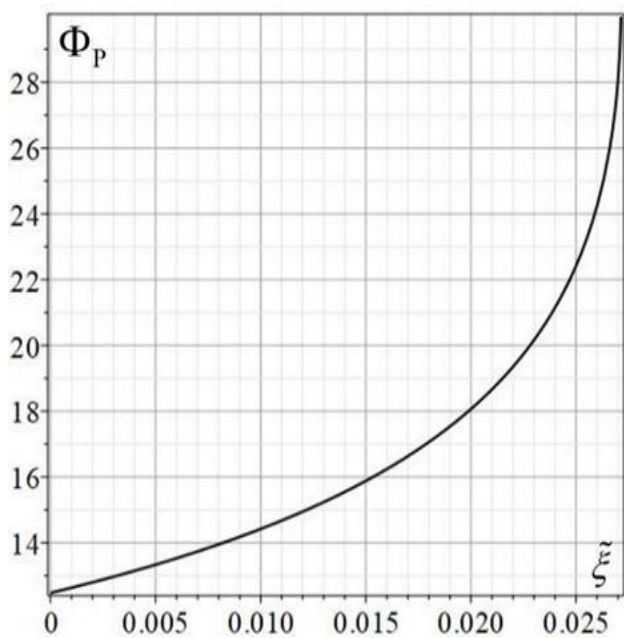


Рис. 5.38. Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.9$

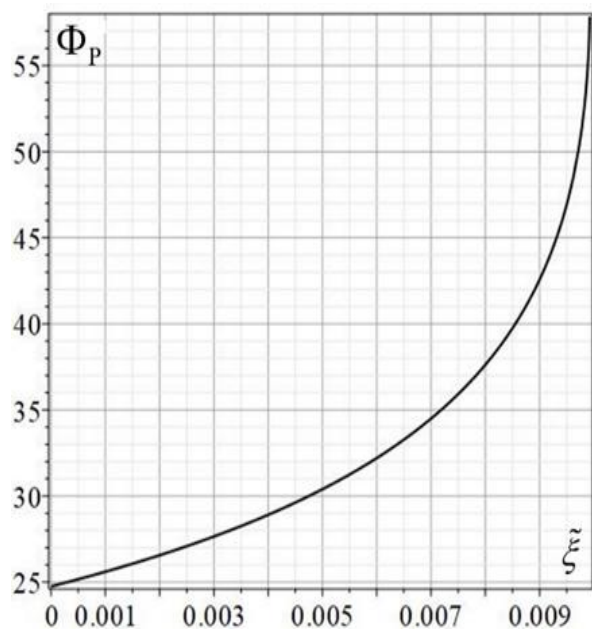


Рис. 5.39. Залежність коефіцієнта Φ_p від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.95$

Наведені на рисунках 5.32 – 5.39 залежності коефіцієнту навантаженості від параметра $\tilde{\xi}$ для різних значень відносного ексцентриситету ε_0 , показують суттєвий вплив на $\Phi_p = \Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ в'язкістних властивостей мастил. Збільшення

значень коефіцієнту навантаженості може перевищують 200% в порівнянні із ньютонівськими мастилами при всіх значеннях ε_0 , при цьому навіть не значне збільшення параметра $\tilde{\xi}$ відносно нуля, призводить до відчутного (до 30%) збільшення значень коефіцієнта навантаженості, що піддержує необхідність врахування в'язкістних характеристик мастил а також експлуатаційних параметрів ПК.

Числове моделювання показало також наступну закономірність: при подальшому зростанні параметра $\tilde{\xi}$ існує таке число $K_\mu = K_\mu(\varepsilon_0)$, при наближенні до якого: $\tilde{\xi} \rightarrow K_\mu$ значення коефіцієнта навантаженості Φ_p необмежено зростає. Отже, параметр $\tilde{\xi}$ повинен задовольняти умові:

$$0 \leq \tilde{\xi} < K_\mu(\varepsilon_0). \quad (5.32)$$

Про визначення числа K_μ для кожного значення відносного ексцентриситету ε_0 буде сказано в наступному розділі.

Обчислення значень коефіцієнту навантаженості по формулі (4.53) пов'язано із необхідністю послідовного обчислення декількох інтегралів, які при $\varepsilon_0 \rightarrow 1$ наближаються до невластних інтегралів, що призводить до суттєвих проблем при їх обчисленні, і ускладнює їх застосування. Щоб уникнути цієї проблеми побудуємо для коефіцієнту навантаженості зручні в застосуванні адекватні математичні моделі.

При побудові математичних моделей для коефіцієнта навантаженості $\Phi_p = \Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, доречно врахувати вже отриману залежність (5.29). Графіки на рисунках (5.32) – (5.39) показують, що із зростанням параметру $\tilde{\xi}$ зростає значення коефіцієнта навантаженості $\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$. Тому доцільно ввести функцію

$$Q(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = \frac{\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})}{\Phi_P(\varepsilon_0, 0)}, \quad (5.33)$$

яка показує в скільки разів збільшиться значення коефіцієнта $\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ в порівнянні із коефіцієнтом навантаження для ньютонівських мастил, тоді коефіцієнт навантаження для неньютонівських мастил подамо так

$$\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = \Phi_P(\varepsilon_0, 0) \cdot Q(\varepsilon_0, \tilde{\xi}). \quad (5.34)$$

Отже, із урахуванням формули (5.29), проблема зведена до побудови математичної моделі для функції $Q(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, про яку ми знаємо наступне: $Q(\varepsilon_0, 0) = 1$. Крім того, згідно рисункам (5.32) – (5.39) вона зростає приблизно, як експонента. Враховуючи ці міркування функцію $Q(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ будемо розшукувати у вигляді

$$Q(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = 1 + \tilde{\xi} \exp(q_2(\varepsilon_0) \tilde{\xi}^2 + q_0(\varepsilon_0)), \quad (5.35)$$

де невідомі функції $q_2(\varepsilon_0)$ і $q_0(\varepsilon_0)$ підлягають визначенню. Для цього спочатку за допомогою подання (4.53), математичних моделей (5.22) – (5.24), отримано для кожного значення відносного ексцентриситету ε_0 детальну таблицю функції $Q(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$. Далі за допомогою отриманих таблиці і методів регресійного аналізу [146 – 149] отримано значення $q_2(\varepsilon_0)$ і $q_0(\varepsilon_0)$, які наведені в таблиці 5.6 для різних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 .

Таблиця 5.6 Коефіцієнти математичної моделі (5.35)

ε_0	q_0	q_2	$\ln q_2$
0.01	-3.5411150	0.0068989	-4.9763933
0.05	-1.9268959	0.1602953	-1.83073754
0.075	-1.6070517	0.3843729	-0.956142104
0.1	-1.3027678	0.6349967	-0.454135477
0.2	-0.7150877	1.9915983	0.688937482
0.3	-0.4290377	4.4340544	1.48931438
0.4	-0.0672397	8.7571866	2.169874689
0.5	0.2436698	16.8462948	2.824130739
0.6	0.5877585	33.0865478	3.499126789
0.7	0.8695756	86.8106042	4.463728782
0.75	1.2387295	124.3104544	4.822782101
0.8	1.4806932	249.5533835	5.519672854
0.825	1.6584834	363.046061	5.894529716
0.85	1.9309120	512.3755801	6.239057911
0.9	2.3932262	1829.0499931	7.511551982
0.925	2.9030019	3573.0125801	8.181164379
0.95	3.4144470	12644.425962	9.444971762
0.975	4.4663414	88762.1098311	11.39371515

Подання (5.35) є нелінійними відносно параметрів $q_0(\varepsilon_0)$ і $q_2(\varepsilon_0)$, тому необхідно виконати валідацію отриманої моделі. На рис. 5.40 – 5.47 наведені результати математичної моделі (5.35). На цих рисунках залежності для функції $Q(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$ отримані за допомогою математичної моделі (5.35) - суцільні лінії, і сплайн-апроксимації даних отриманих за допомогою формули (4.53) - точкові лінії, відповідно для значень $\varepsilon_0 = 0.01$, $\varepsilon_0 = 0.1$, $\varepsilon_0 = 0.3$, $\varepsilon_0 = 0.5$, $\varepsilon_0 = 0.7$, $\varepsilon_0 = 0.8$, $\varepsilon_0 = 0.9$, $\varepsilon_0 = 0.975$. На всіх рисунках графіки практично (98.8% – 99.6%) співпадають, що свідчить про відмінну адекватність отриманої математичної моделі (5.35) при всіх значеннях ε_0 .

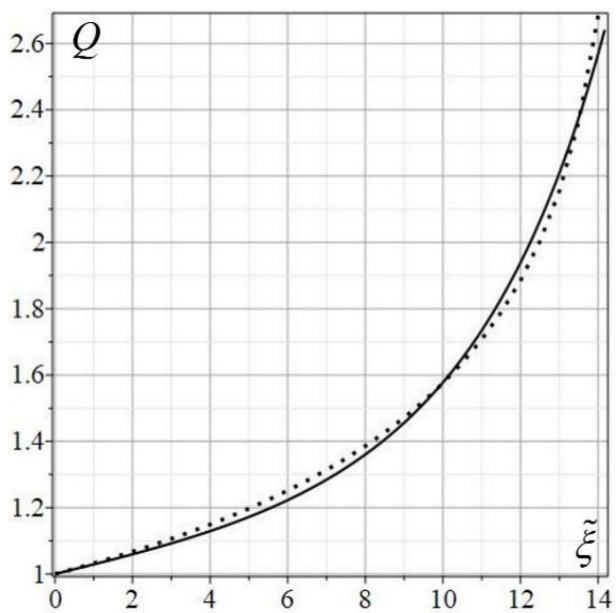


Рис. 5.40 Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.01$

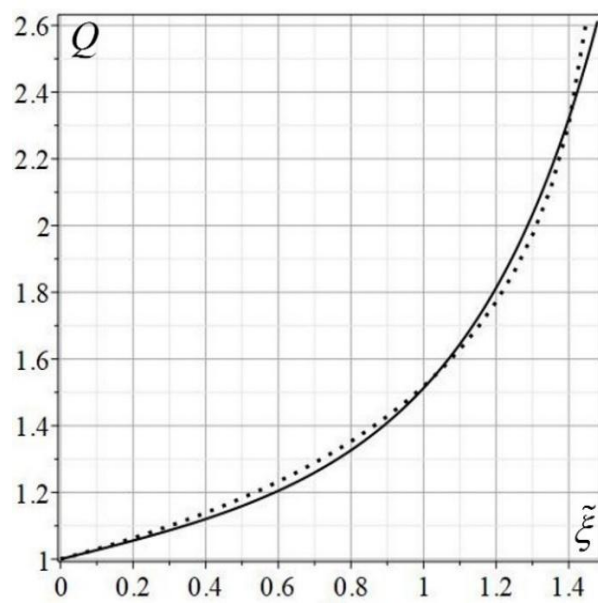


Рис. 5.41 Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.1$

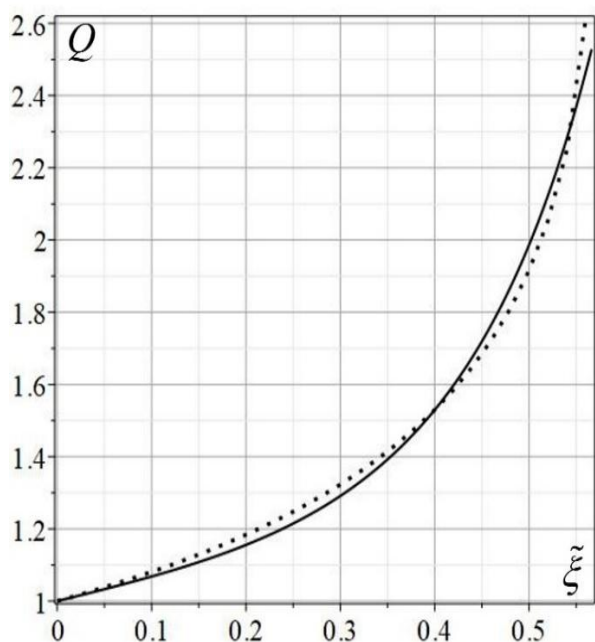


Рис. 5.42 Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.3$

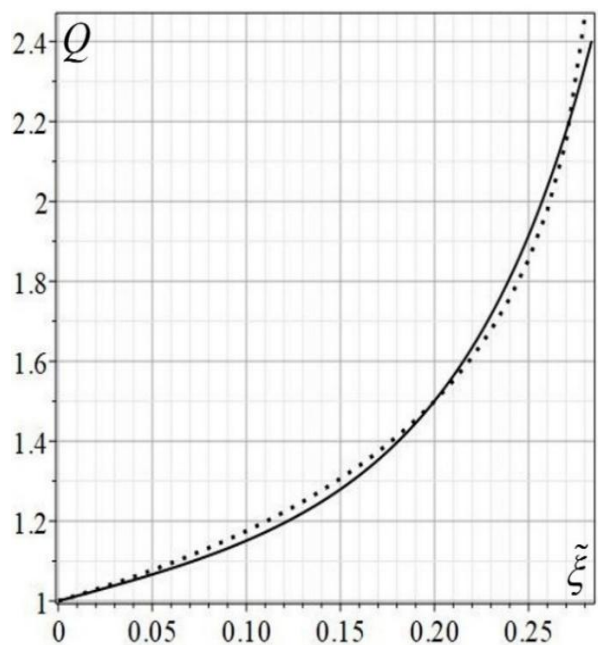


Рис. 5.43 Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.5$

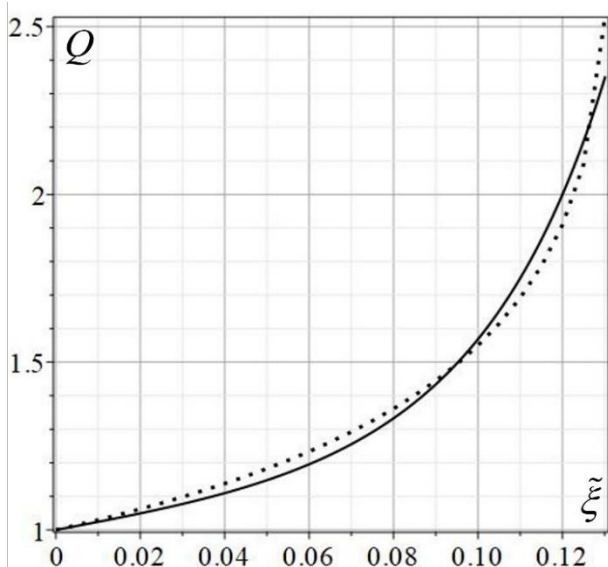


Рис. 5.44. Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.7$

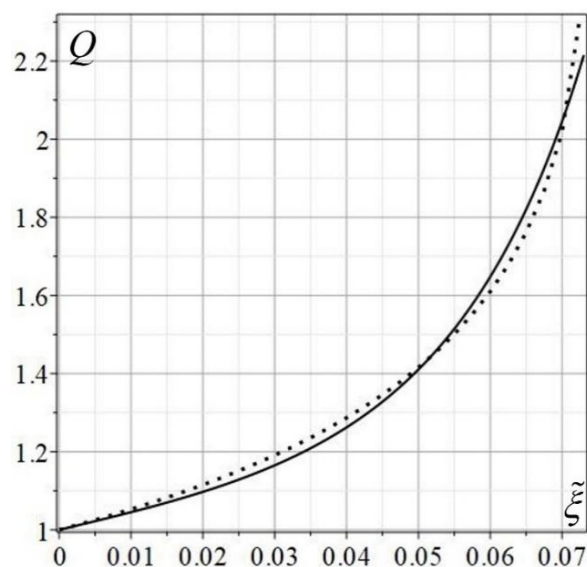


Рис. 5.45. Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.8$

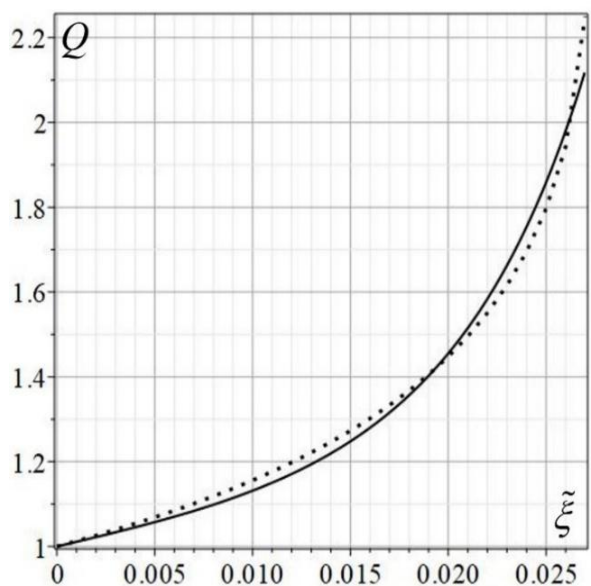


Рис. Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.9$

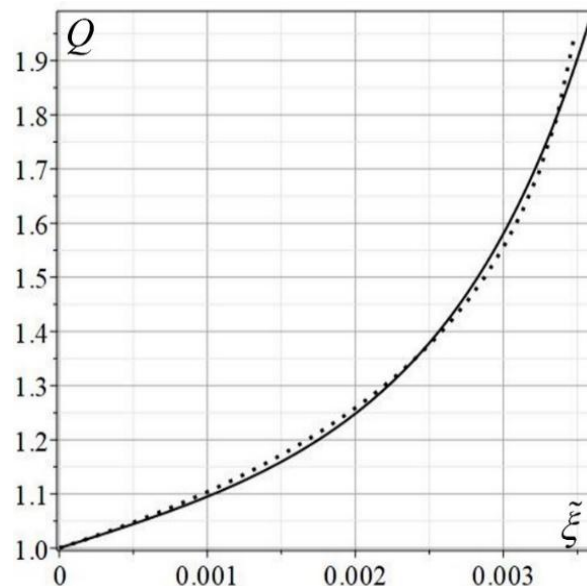


Рис. 5.47 Залежність Q від $\tilde{\xi}$ при $\varepsilon_0 = 0.975$

На наступному кроці, скориставшись даними таблиці 5.6, методами регресійного аналізу [149 – 149] отримані математичні моделі для функцій $q_2(\varepsilon_0)$ і $q_0(\varepsilon_0)$:

$$q_0 = 0.67187\varepsilon_0 - 0.751011 \cdot \text{ctg}(2.83199\varepsilon_0 - 2.95319). \quad (5.35)$$

$$q_2 = \exp(4.40042\sqrt{\varepsilon_0} - 1.17926 \cdot \operatorname{ctg}(2.84648\varepsilon_0 - 2.93861)). \quad (5.36)$$

Отже, із урахуванням отриманих залежностей, математичну модель коефіцієнта навантаженості подамо так

$$\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = (1 + \tilde{\xi} \cdot e^{q_2(\varepsilon_0)\tilde{\xi} + q_0(\varepsilon_0)}) e^{1.8229\varepsilon_0 - 0.3094\operatorname{ctg}(3.0129\varepsilon_0 - 3.0838)}. \quad (5.37)$$

або, врахувавши формулу (5.16), відносно безрозмірного коефіцієнта впливу β_p так

$$\Phi_p(\varepsilon_0, \beta_p) = \left(1 + \frac{\beta_p}{6} e^{\frac{\beta_p^2 q_2(\varepsilon_0)}{36} + q_0(\varepsilon_0)}\right) e^{1.8229\varepsilon_0 - 0.3094\operatorname{ctg}(3.0129\varepsilon_0 - 3.0838)}. \quad (5.38)$$

5.4.4. Числове моделювання коефіцієнта навантаженості ПК для неньютонівських мастил.

На рисунках 5.48 – 5.55 наведенні залежності безрозмірного коефіцієнта навантаження $\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від параметра $\tilde{\xi}$ при різних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 . Зокрема, лінії чорного кольору на рис. 5.48 отримані при $\varepsilon_0 = 0.01$, на рис. 5.49 при $\varepsilon_0 = 0.035$, на рис. 5.50 при $\varepsilon_0 = 0.06$, на рис. 5.51 при $\varepsilon_0 = 0.085$, на рис. 5.52 при $\varepsilon_0 = 0.125$, на рис. 5.53 при $\varepsilon_0 = 0.25$, на рис. 5.54 при $\varepsilon_0 = 0.375$, на рис. 5.55 при $\varepsilon_0 = 0.5$, на рис. 5.56 при $\varepsilon_0 = 0.625$, на рис. 5.57 при $\varepsilon_0 = 0.75$, на рис. 5.58 при $\varepsilon_0 = 0.86$, на рис. 5.59 при $\varepsilon_0 = 0.905$.

Лінії червоного кольору на рис. 5.48 отримані при $\varepsilon_0 = 0.015$, на рис. 5.49 при $\varepsilon_0 = 0.04$, на рис. 5.50 при $\varepsilon_0 = 0.065$, на рис. 5.51 при $\varepsilon_0 = 0.09$, на рис. 5.52 при $\varepsilon_0 = 0.15$, на рис. 5.53 при $\varepsilon_0 = 0.275$, на рис. 5.54 при $\varepsilon_0 = 0.4$, на рис. 5.55

при $\varepsilon_0 = 0.525$, на рис. 5.56 при $\varepsilon_0 = 0.65$, на рис. 5.57 при $\varepsilon_0 = 0.775$, на рис. 5.58 при $\varepsilon_0 = 0.87$, на рис. 5.59 при $\varepsilon_0 = 0.91$.

Лінії синього кольору на рис. 5.48 отримані при $\varepsilon_0 = 0.02$, на рис. 5.49 при $\varepsilon_0 = 0.045$, на рис. 5.50 при $\varepsilon_0 = 0.07$, на рис. 5.51 при $\varepsilon_0 = 0.095$, на рис. 5.52 при $\varepsilon_0 = 0.175$, на рис. 5.53 при $\varepsilon_0 = 0.3$, на рис. 5.54 при $\varepsilon_0 = 0.425$, на рис. 5.55 при $\varepsilon_0 = 0.55$, на рис. 5.56 при $\varepsilon_0 = 0.675$, на рис. 5.57 при $\varepsilon_0 = 0.8$, на рис. 5.58 при $\varepsilon_0 = 0.88$, на рис. 5.59 при $\varepsilon_0 = 0.915$.

Лінії зеленого кольору на рис. 5.48 отримані при $\varepsilon_0 = 0.025$, на рис. 5.49 при $\varepsilon_0 = 0.05$, на рис. 5.50 при $\varepsilon_0 = 0.075$, на рис. 5.51 при $\varepsilon_0 = 0.1$, на рис. 5.52 при $\varepsilon_0 = 0.2$, на рис. 5.53 при $\varepsilon_0 = 0.325$, на рис. 5.54 при $\varepsilon_0 = 0.45$, на рис. 5.55 при $\varepsilon_0 = 0.575$, на рис. 5.56 при $\varepsilon_0 = 0.7$, на рис. 5.57 при $\varepsilon_0 = 0.825$, на рис. 5.58 при $\varepsilon_0 = 0.9$, на рис. 5.59 при $\varepsilon_0 = 0.925$.

Лінії пурпурного кольору на рис. 5.48 отримані при $\varepsilon_0 = 0.03$, на рис. 5.49 при $\varepsilon_0 = 0.055$, на рис. 5.50 при $\varepsilon_0 = 0.08$, на рис. 5.51 при $\varepsilon_0 = 0.105$, на рис. 5.52 при $\varepsilon_0 = 0.225$, на рис. 5.53 при $\varepsilon_0 = 0.35$, на рис. 5.54 при $\varepsilon_0 = 0.475$, на рис. 5.55 при $\varepsilon_0 = 0.6$, на рис. 5.56 при $\varepsilon_0 = 0.725$, на рис. 5.57 при $\varepsilon_0 = 0.85$, на рис. 5.58 при $\varepsilon_0 = 0.89$, на рис. 5.59 при $\varepsilon_0 = 0.92$.

Отримані залежності дозволили виявити наступні закономірності поведінки безрозмірного коефіцієнта навантаження $\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$. По-перше, значення $\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ зростає при зростанні відносного ексцентриситету ε_0 або параметра $\tilde{\xi}$, що можливо або при збільшенні градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0} = \xi \mu_0$, або зростанні швидкості обертання ω_0 , або при зменшенні відносного радіального зазору δ_0 . Оскільки при усталених режимах роботи ПК швидкість ω_0 залишається сталою, а δ_0 не може зростати, то вирішальний

вплив на поведінку коефіцієнта навантаження буде мати значення градієнта в'язкості мастил. По друге, область зміни параметра $\tilde{\xi}$ залежить від відносного ексцентриситету ε_0 , а саме, для малих значень $\varepsilon_0 \rightarrow 0$, область зміни $\tilde{\xi}$ є максимально можливою, а для максимально можливих значень відносного ексцентриситету: $\varepsilon_0 \rightarrow 1$, максимально можливе значення параметра $\tilde{\xi}$ є достатньо малим. Але при цьому не значне збільшення $\tilde{\xi}$ призводить до значного збільшення безрозмірного коефіцієнта навантаження $\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$.

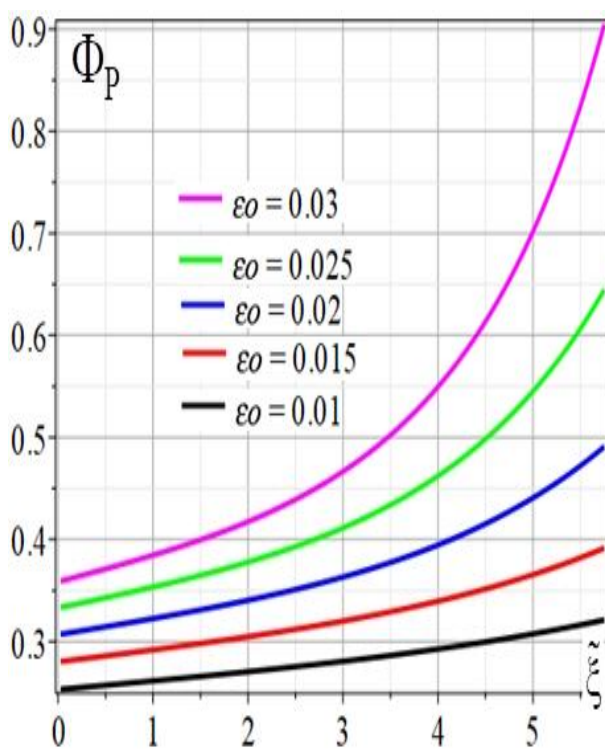


Рис. 5.48. Залежність $\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$.

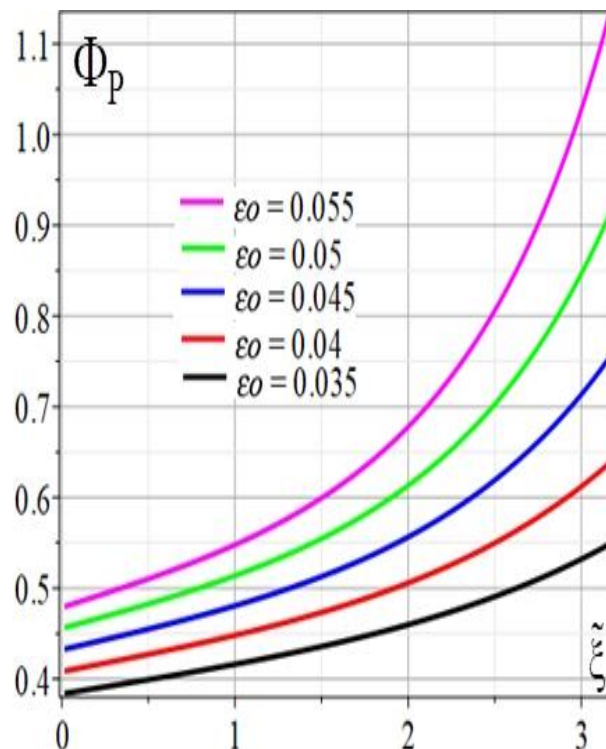
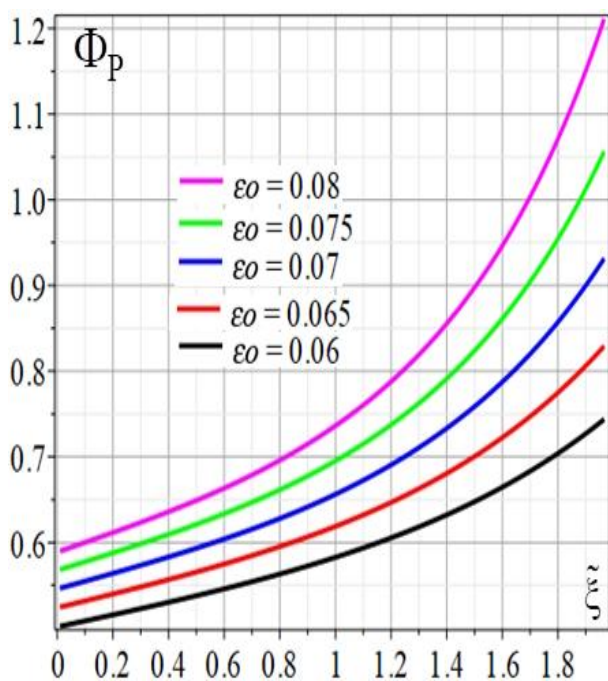
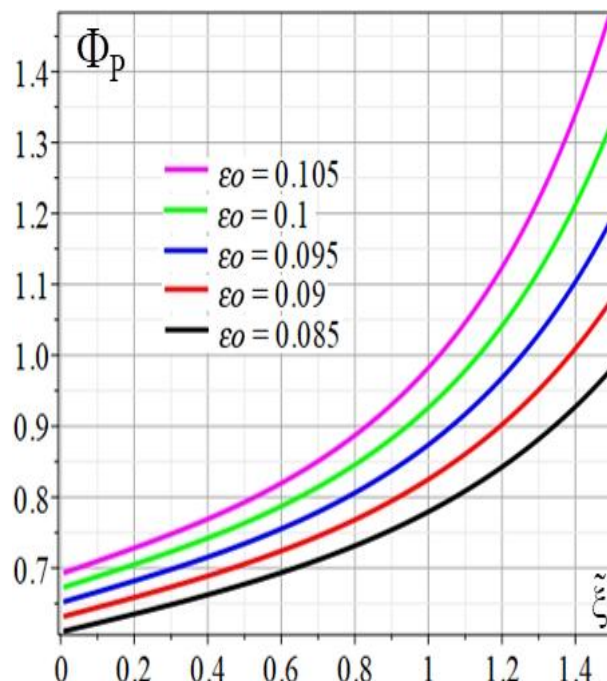
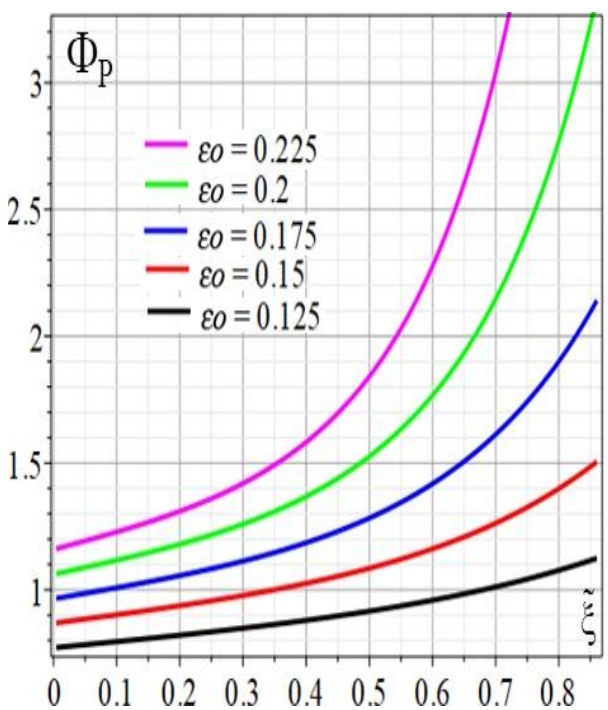
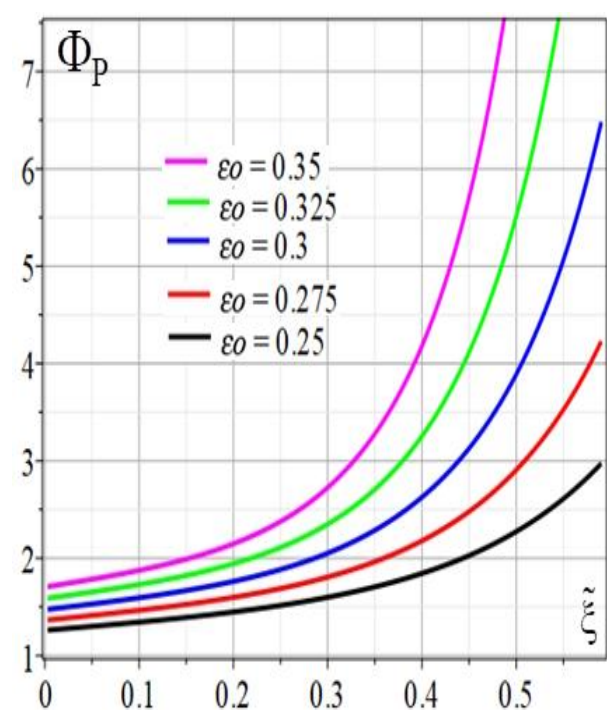
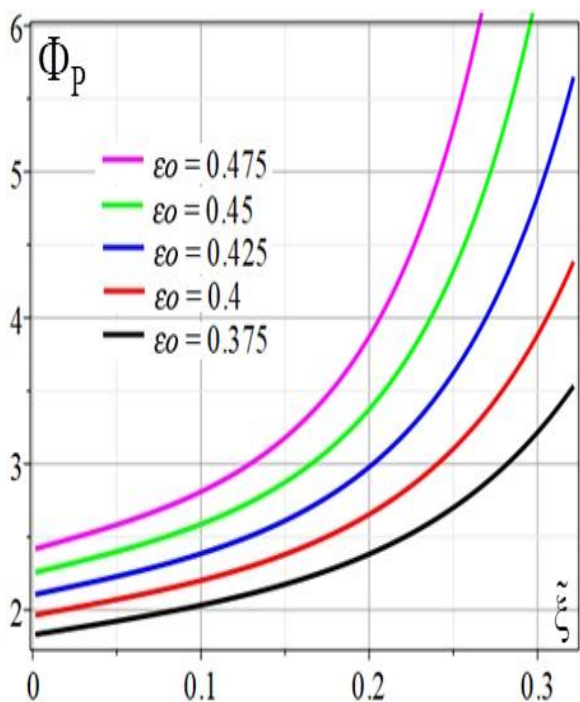
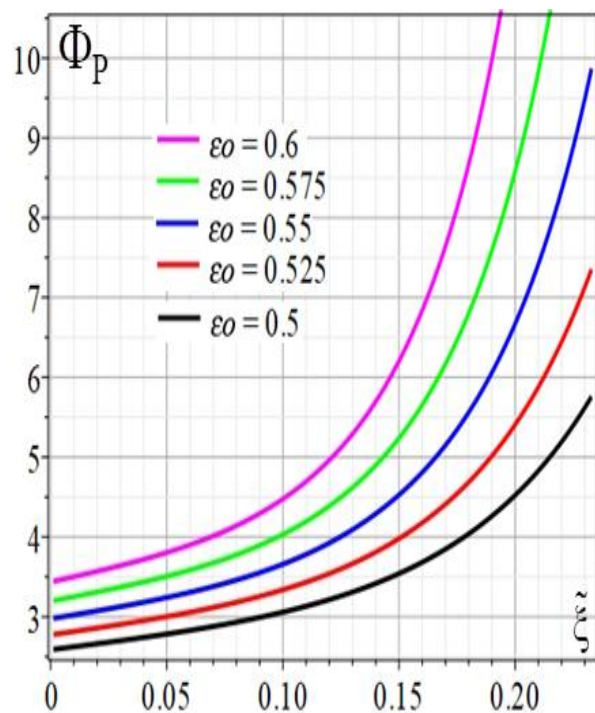
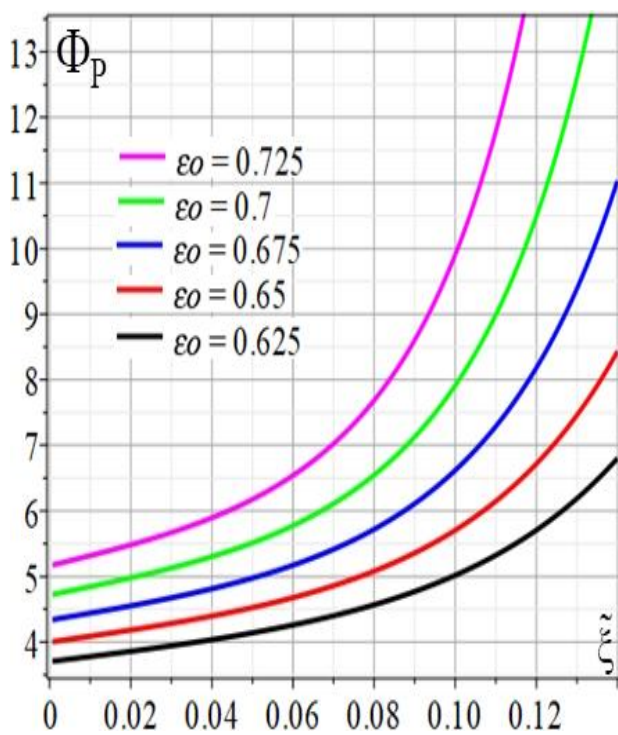
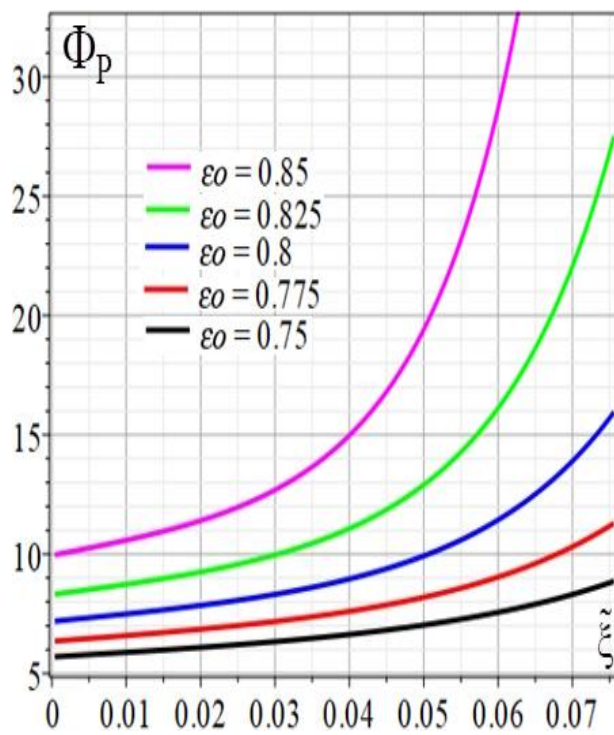
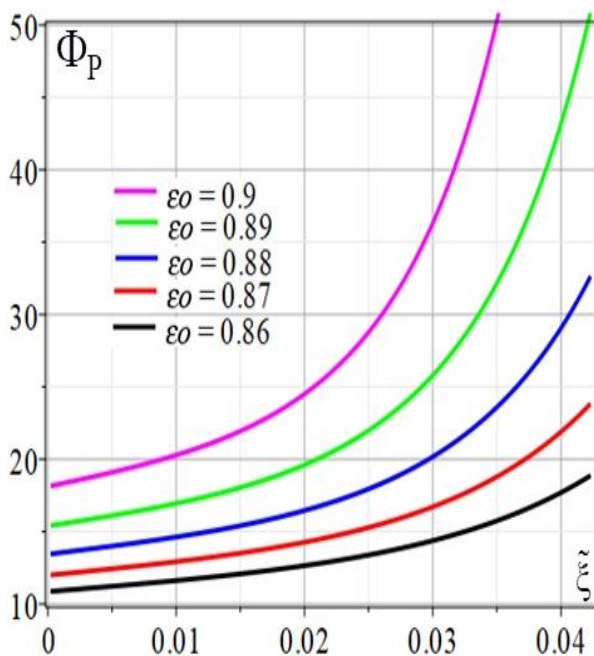
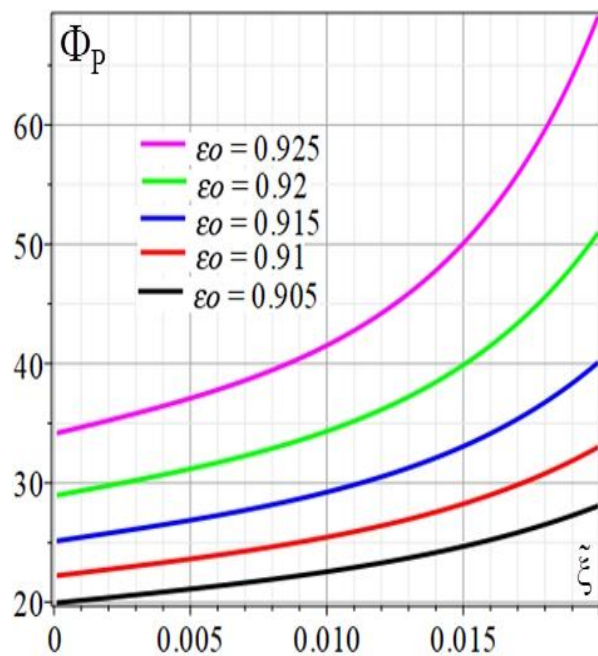


Рис. 5.49. Залежність $\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$.

Рис. 5.50. Залежність $\Phi_P(\epsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$.Рис. 5.51. Залежність $\Phi_P(\epsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$.Рис. 5.52. Залежність $\Phi_P(\epsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$.Рис. 5.53. Залежність $\Phi_P(\epsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$.

Рис. 5.54. Залежність $\Phi_P(\varepsilon_0, \xi)$ від ξ .Рис. 5.55. Залежність $\Phi_P(\varepsilon_0, \xi)$ від ξ .Рис. 5.56. Залежність $\Phi_P(\varepsilon_0, \xi)$ від ξ .Рис. 5.57. Залежність $\Phi_P(\varepsilon_0, \xi)$ від ξ .

Рис. 5.58. Залежність $\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$ Рис. 5.59. Залежність $\Phi_P(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від $\tilde{\xi}$.

5.5 Побудова математичних моделей коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя ПК із урахуванням неньютонівського характеру поведінки мастил.

В розділі 4 отриманні для коефіцієнтів спротиву обертанню на цапфі і вкладиші в ПК формули (4.65) і (4.66), а також для коефіцієнтів гідродинамічного тертя на цапфі і вкладиші ПК формули (4.73) і (4.74). Об'єднаємо вказанні характеристики в два вектори, а саме вектор спротиву обертанню $\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і вектор гідродинамічного тертя $\vec{f}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$:

$$\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = \{\Phi_{Th}, \Phi_{Tv}, \Phi_{Th}^*, \Phi_{Tv}^*\} = \{\Phi_k(\varepsilon_0, \tilde{\xi})\}_{k=1}^4, \quad (5.39)$$

$$\vec{f}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = \{f_{Th}, f_{Tv}, f_{Th}^*, f_{Tv}^*\} = \{f_k(\varepsilon_0, \tilde{\xi})\}_{k=1}^4. \quad (5.40)$$

В поданнях (5.39) і (5.40) компоненти помічені зірочкою “*” відповідають уточненим інтегральним характеристикам ПК. На разі, отримані табличні значення лише для неуточнених характеристик для ньютонівських мастил і для обмеженої кількості значень відносного ексцентриситету ε_0 . Предметом подальших досліджень буде отримання нових адекватних, зручних в застосуванні, математичних моделей для компонент векторів (5.39), (5.40).

5.5.1 Побудова математичних моделей коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя ПК для ньютонівських.

Скориставшись математичними моделями для характерних кутів (5.22) – (5.23), і формулами (4.65), (4.66), (4.73) і (4.74) проведено числове моделювання компонент векторів $\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і $\vec{f}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$. Зокрема, в таблицях 5.7 і 5.8 наведенні їх значення для різних ε_0 , при $\tilde{\xi} = 0$.

Таблиця 5.7. Значення коефіцієнтів спротиву обертанню ПК

ε_0	Φ_{Th}	Φ_{Tv}	Φ_{Th}^*	Φ_{Tv}^*
0	2.13667	2.13667	3.14159	3.14159
0.025	1.92051	1.91808	3.14385	3.14131
0.050	1.90679	1.89711	3.15040	3.14066
0.075	1.91264	1.89137	3.16124	3.13969
0.100	1.92205	1.88440	3.17628	3.13856
0.125	1.93475	1.87762	3.19550	3.13736
0.150	1.95087	1.86979	3.21887	3.13622
0.175	1.97056	1.86083	3.24641	3.13525
0.200	1.99401	1.85063	3.27817	3.13458
0.225	2.02002	1.84197	3.31418	3.13436
0.250	2.04976	1.83243	3.35456	3.13469
0.275	2.08345	1.82193	3.39947	3.13569
0.300	2.12136	1.81038	3.44909	3.13748
0.350	2.20587	1.79049	3.56299	3.14444
0.375	2.25513	1.77942	3.62804	3.14976
0.400	2.30959	1.76752	3.69899	3.15653
0.450	2.42913	1.74895	3.85976	3.17606
0.475	2.49817	1.73905	3.95117	3.18893
0.500	2.57427	1.72873	4.05099	3.204211
0.550	2.74358	1.71385	4.27835	3.24495
0.575	2.84206	1.70667	4.40916	3.27055
0.600	2.95143	1.69987	4.55366	3.30033
0.625	3.07031	1.69565	4.71297	3.33595
0.650	3.20348	1.69268	4.89075	3.37732
0.675	3.35215	1.69113	5.08951	3.42640
0.700	3.52071	1.69202	5.31457	3.48365
0.725	3.71164	1.69544	5.57036	3.55225
0.750	3.93193	1.70374	5.86605	3.63323
0.775	4.18986	1.71285	6.21023	3.73213
0.800	4.49552	1.73131	6.62049	3.85149
0.825	4.86860	1.75049	7.11629	4.00178
0.850	5.33007	1.78991	7.73683	4.19064
0.900	6.74762	1.91303	9.62836	4.78626
0.925	7.95618	2.02841	11.23517	5.30096
0.950	9.99951	2.23619	13.94714	6.17516
0.975	14.65363	2.73676	20.11258	8.16396
0.990	24.00274	3.73706	32.42554	12.11478

Таблиця 5.8. Значення коефіцієнтів гідродинамічного тертя ПК

ε_0	f_{Th}/δ_0	f_{Tv}/δ_0	f_{Th}^*/δ_0	f_{Tv}^*/δ_0
0	40.9613	37.5010	66.66185	66.65300
0.025	16.4831	15.1701	26.98256	26.96076
0.050	8.41423	7.79968	13.90198	13.85899
0.075	5.67962	5.24869	9.38736	9.32335
0.100	4.31829	3.97110	7.13616	7.05141
0.125	3.50144	3.19881	5.78310	5.67789
0.150	2.95958	2.68144	4.88321	4.75782
0.175	2.57479	2.30950	4.24186	4.09661
0.200	2.28817	2.02828	3.76179	3.59700
0.225	2.06651	1.80820	3.39045	3.20649
0.250	1.89030	1.63002	3.09360	2.89083
0.300	1.62868	1.35702	2.64805	2.40881
0.350	1.44341	1.15658	2.33144	2.05756
0.375	1.36973	1.07356	2.20361	1.91311
0.400	1.30542	0.99904	2.09074	1.78412
0.450	1.19713	0.87108	1.90218	1.56524
0.475	1.15104	0.81439	1.82052	1.46931
0.500	1.10907	0.76150	1.74528	1.38046
0.550	1.03397	0.66612	1.61237	1.22291
0.575	0.99982	0.62180	1.55113	1.15056
0.600	0.96728	0.57927	1.49238	1.08162
0.625	0.93589	0.53878	1.43660	1.01686
0.650	0.90517	0.49943	1.38192	0.95429
0.675	0.87502	0.46138	1.32852	0.89440
0.700	0.84467	0.42406	1.27505	0.83578
0.725	0.81405	0.38766	1.22171	0.77909
0.750	0.78229	0.35166	1.16710	0.72286
0.775	0.74981	0.31631	1.11137	0.66789
0.800	0.71494	0.28120	1.05288	0.61252
0.825	0.67833	0.24626	0.99149	0.55756
0.850	0.63738	0.21136	0.92519	0.50113
0.900	0.54095	0.14170	0.77190	0.38371
0.925	0.48023	0.10669	0.67815	0.31997
0.950	0.40420	0.07145	0.56377	0.24961
0.975	0.29769	0.03591	0.40859	0.16585
0.990	0.02157	0.00169	0.26437	0.03283

Наведенні в таблицях 5.7 і 5.8 данні мають самостійне значення і використовуються для розрахунку і прогнозування довговічності роботи підшипників ковзання [32 – 42] суднового пропульсивного комплексу. Крім того вони можуть бути використанні для побудови математичних моделей інтегральних характеристик ПК. На основі отриманих даних, за допомогою методів регресивного аналізу [146 – 149], побудовані математичні моделі коефіцієнтів спротиву обертанню і гідродинамічного тертя для ньютонівських мастил, тобто для компонент векторів $\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, 0)$ і $\vec{f}_T(\varepsilon_0, 0)$:

$$\Phi_k(\varepsilon_0, 0) = \exp(b_{k1}^s \varepsilon_0 + b_{k2}^s - b_{k3}^s \varepsilon_0 \operatorname{ctg}(b_{k4}^s \varepsilon_0^2 - b_{k5}^s)), k = \overline{1;4}. \quad (5.41)$$

$$\frac{f_k(\varepsilon_0, 0)}{\delta_0} = \exp(b_{k1}^f \varepsilon_0^2 + b_{k2}^f \varepsilon_0 + b_{k3}^f - b_{k4}^f \operatorname{ctg}(b_{k5}^f \varepsilon_0^2 - b_{k6}^f)), k = \overline{1;4}. \quad (5.42)$$

Значення коефіцієнтів $b_{k,m}^s$ і $b_{k,m}^f$ наведені в таблицях 5.9, 5.10.

Таблиця 5.9. Значення коефіцієнтів $b_{k,m}^s$ математичної моделі (5.41)

b_{km}^s	$m=1$	$m=2$	$m=3$	$m=4$	$m=5$
$k=1$	0.7918	0.68977	- 0.44966	2.5367	- 2.74492
$k=2$	- 0.27895	0.68275	- 0.11333	1.94426	1.11316
$k=3$	0.68551	1.14525	- 0.40149	2.36389	- 2.55556
$k=4$	0.043376	1.15179	- 0.22285	1.9894	- 2.11964

Таблиця 5.10. Значення коефіцієнтів $b_{k,m}^f$ математичної моделі (5.42)

b_{km}^f	$m=1$	$m=2$	$m=3$	$m=4$	$m=5$	$m=6$
$k=1$	2.45311	-3.67829	1.29393	0.1775	3.05865	0.040243
$k=2$	0.19879	-2.27976	0.81077	0.2971	3.01256	0.073772
$k=3$	0	-0.061802	0.58154	0.56386	2.70177	0.12956
$k=4$	0	-1.81972	1.29078	0.26961	2.98797	0.05962

Для верифікації отриманих математичних моделей, проведено їх числовий аналіз і порівняння із результатами сплайн-апроксимації даних наведених в таблицях 5.7 і 5.8. На рисунках 5.60, 5.61 і 5.62, 5.63 наведені залежності від

відносного ексцентриситету ε_0 , відповідно компонент векторів $\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, 0)$ і $\vec{f}_T(\varepsilon_0, 0)$, які отримані за допомогою формул (5.41) і (5.42), суцільні лінії на усіх рисунках, та сплайн-апроксимацій табличних даних, точкові лінії на усіх рисунках.

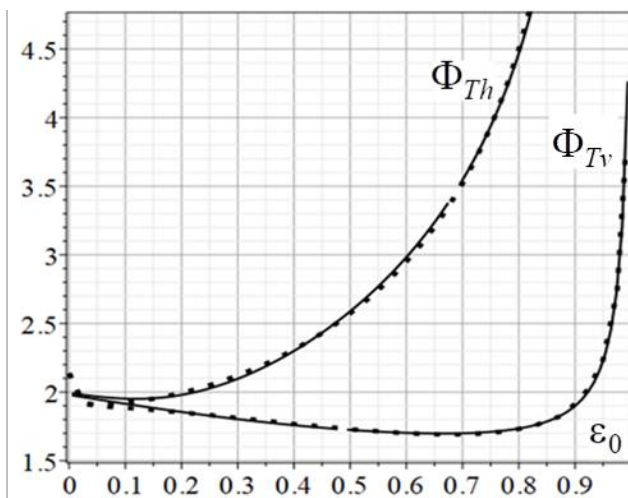


Рис. 5.60 Верифікація коефіцієнтів Φ_{Th} і Φ_{Tv}

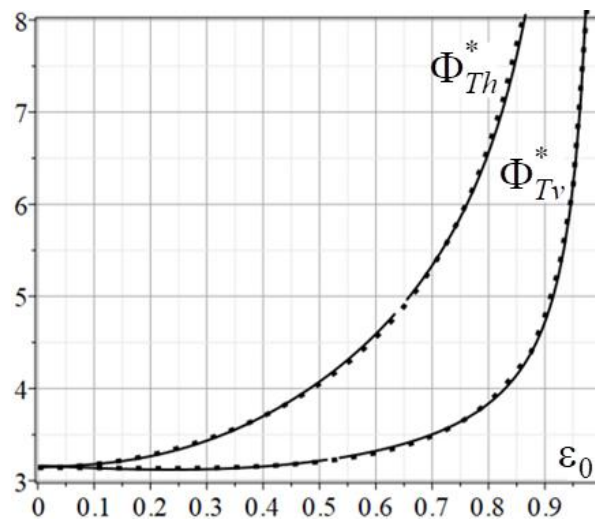


Рис. 5.61 Верифікація уточнених Φ_{Th}^* і Φ_{Tv}^*

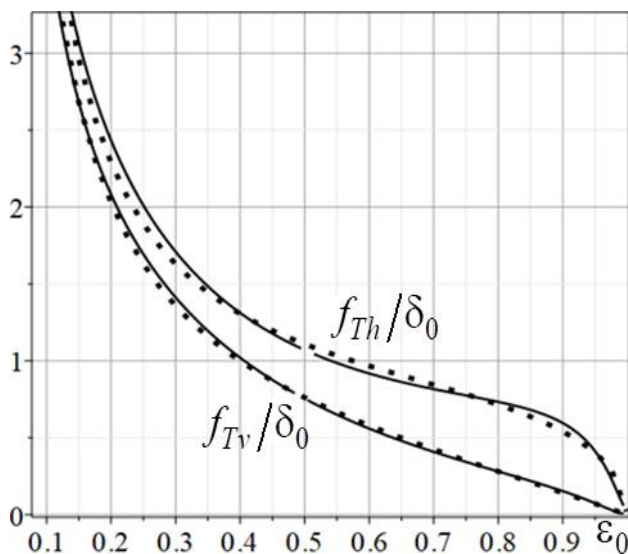


Рис. 5.62. Верифікація коефіцієнтів f_{Th}/δ_0 і f_{Tv}/δ_0

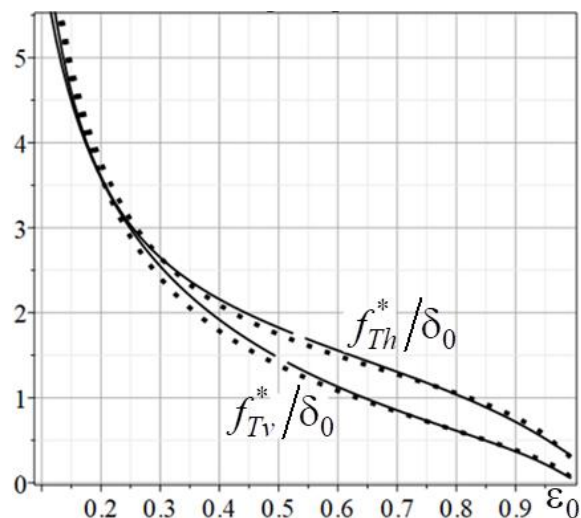


Рис. 5.63. Верифікація уточнених f_{Th}^*/δ_0 і f_{Tv}^*/δ_0

Наведенні результати демонструють відмінну адекватність отриманих математичних моделей (5.41) – (5.42) для безрозмірних коефіцієнтів спротиву

обертанню і гідродинамічного тертя в ПК. Крім того, показують, що значення коефіцієнтів спротиву обертанню на цапфі суттєво перевищують їх значення на втулці, а значення звичайних коефіцієнтів на цапфі і втулці суттєво менше значень уточнених коефіцієнтів, що підтверджує необхідність використовувати саме останні при розрахунку довговічності роботи ПК судового пропульсивного комплексу.

5.5.2 Побудова математичних моделей коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя ПК для неньютонівських

На відміну від ньютонівських мастил, інтегральні гідродинамічні характеристики підшипників ковзання для неньютонівських мастил, крім відносного ексцентриситета ε_0 , залежать також від безрозмірного параметру $\tilde{\xi}$, який враховує градієнт в'язкості мастила $G_{\mu 0}$. В розділі 5.4.3 показано як безрозмірний коефіцієнт навантаження Φ_P залежить від параметру $\tilde{\xi}$, на рисунках 5.64 – 5.69 наведені залежності від параметру $\tilde{\xi}$ для гідродинамічних характеристик (5.39), і (5.40), які отримані за допомогою формул (4.65), (4.66) і (4.73), (4.74), для деяких значень ε_0 . Зокрема, рисунки 5.64 і 5.65 отримані для значення $\varepsilon_0 = 0.2$, рисунки 5.66 і 5.67 для значення $\varepsilon_0 = 0.5$, рисунки 5.68 і 5.69 для значень $\varepsilon_0 = 0.8$. На рисунках 5.64, 5.66 і 5.68 суцільні лінії відповідають уточненому коефіцієнту гідродинамічного спротиву на цапфі Φ_{Th}^* ; точкові лінії уточненому коефіцієнту гідродинамічного спротиву на вкладиші Φ_{Tv}^* ; штрихована лінія коефіцієнту гідродинамічного спротиву на цапфі Φ_{Th} ; штрих-пунктирна лінія коефіцієнту гідродинамічного спротиву на вкладиші Φ_{Tv} . На рисунках 5.65, 5.67 і 5.69 суцільні лінії відповідають

уточненому коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі f_{Th}^*/δ_0 ; точкові лінії уточненому коефіцієнту гідродинамічного тертя на втулці f_{Tv}^*/δ_0 ; штрихована лінія коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі f_{Th}/δ_0 ; штрих-пунктирна лінія коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі f_{Tv}/δ_0 .

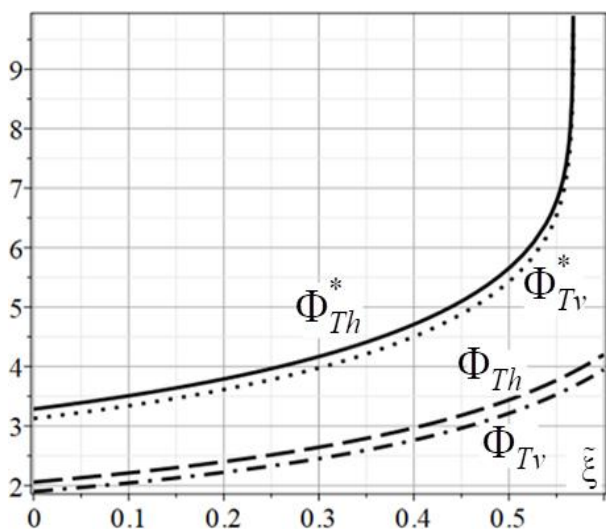


Рис. 5.64. Коефіцієнти спротиву обертанню, при $\varepsilon_0 = 0.2$

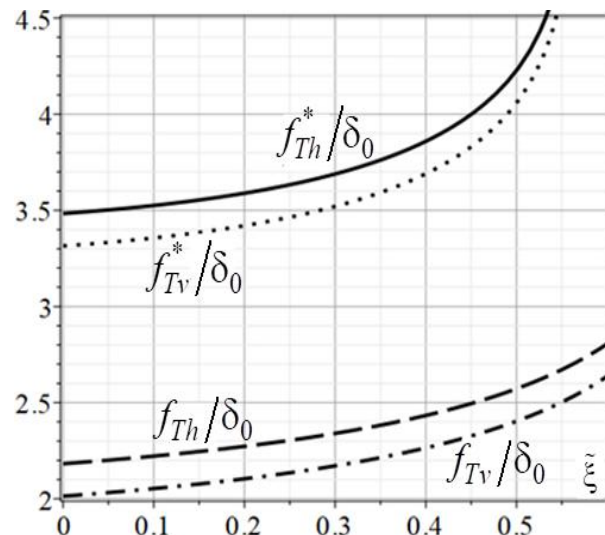


Рис. 5.65. Коефіцієнти гідродинамічного тертя, при $\varepsilon_0 = 0.2$

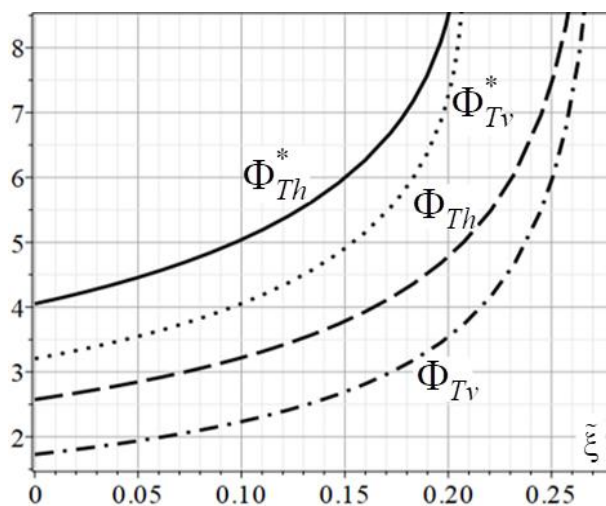


Рис. 5.66. Коефіцієнти спротиву обертанню, при $\varepsilon_0 = 0.5$

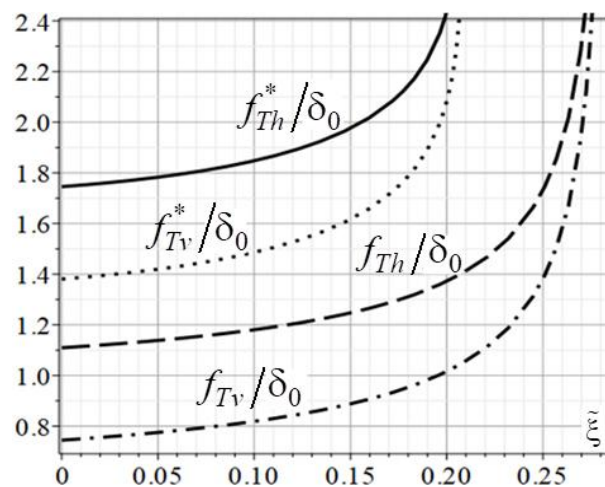


Рис. 5.67. Коефіцієнти гідродинамічного тертя, при $\varepsilon_0 = 0.5$

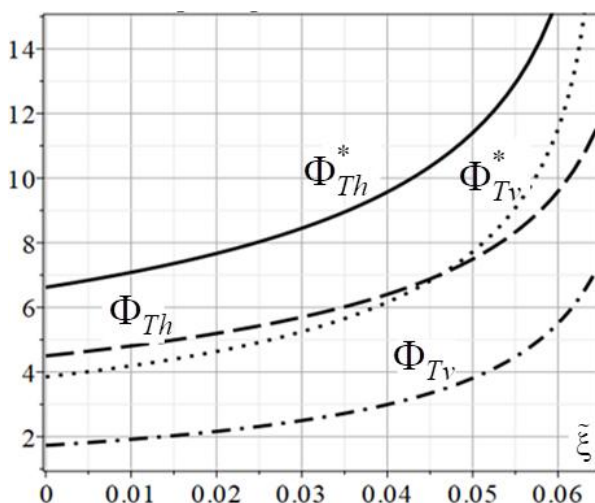


Рис. 5.68. Коефіцієнти спротиву
обертанню при $\varepsilon_0 = 0.8$

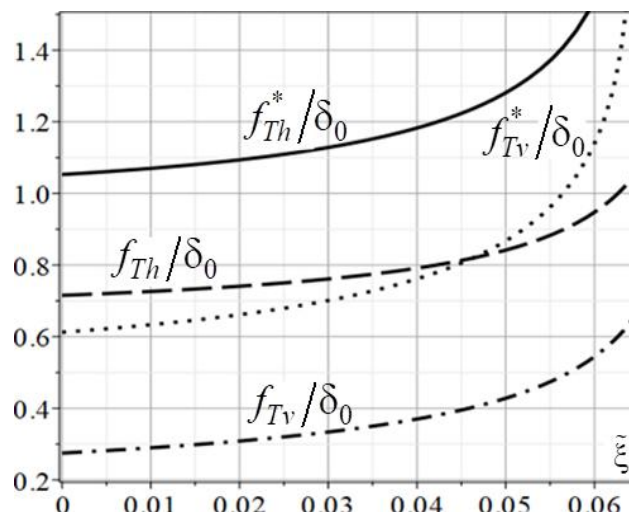


Рис. 5.69. Коефіцієнти
гідродинамічного тертя при $\varepsilon_0 = 0.8$

Наведені на рисунках 5.64 -5.69 графіки залежностей компонент векторів (5.39), (5.40) від параметра $\tilde{\xi}$ показують суттєвий вплив в'язкістних властивостей мастил на коефіцієнти спротиву обертанню і гідродинамічного тертя для неньютонівських мастил. Збільшення значень яких може досягати 200% в порівнянні із ньютонівськими мастилами, при цьому більш суттєвим спостерігається зростання саме уточнених коефіцієнтів гідродинамічного спротиву і тертя. Обчислення значень вказаних коефіцієнтів по формулам (4.65), (4.66) і (4.73), (4.74) пов'язано із необхідністю послідовного обчислення декількох інтегралів, крім того при деяких значеннях параметрів ε_0 і $\tilde{\xi}$, вказані інтеграли наближаються до невластних інтегралів другого роду. Все суттєво ускладнює застосування формул для обчислення компонент векторів (5.39), (5.40). Щоб уникнути вказаних проблем побудуємо для компонент векторів $\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і $\vec{f}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ зручні в застосуванні математичні моделі. Для цього скориставшись методикою, запропонованою в розділі 5.4.3, подамо вказані компоненти так

$$\Phi_k(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = \Phi_k(\varepsilon_0, 0) \cdot Q_k^s(\varepsilon_0, \tilde{\xi}), \quad k = \overline{1;4}. \quad (5.43)$$

$$\frac{f_k(\varepsilon_0, \tilde{\xi})}{\delta_0} = \frac{f_k(\varepsilon_0, 0)}{\delta_0} \cdot Q_k^f(\varepsilon_0, \tilde{\xi}), \quad k = \overline{1;4}. \quad (5.44)$$

Для функцій $\Phi_k(\varepsilon_0, 0)$, $f_k(\varepsilon_0, 0)$ скористаємось поданнями (5.41), (5.42), для функцій $Q_k^s(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, $Q_k^f(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, із урахуванням умов $Q_k^s(\varepsilon_0, 0) = 1$, $Q_k^f(\varepsilon_0, 0) = 1$, за допомогою методів регресійного аналізу [149 – 149] отримаємо наступні залежності

$$Q_k^s(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = 1 + \sqrt{\tilde{\xi}} e^{q_{k1}^s(\varepsilon_0)\tilde{\xi} + q_{k0}^s(\varepsilon_0)}, \quad k = \overline{1;4}, \quad (5.45)$$

$$Q_k^f(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = 1 + \sqrt{\tilde{\xi}} e^{q_{k1}^f(\varepsilon_0)\tilde{\xi} + q_{k0}^f(\varepsilon_0)}, \quad k = \overline{1;4}. \quad (5.46)$$

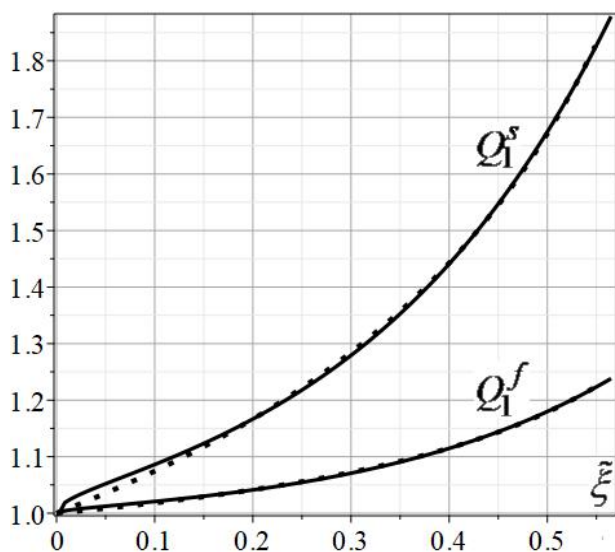
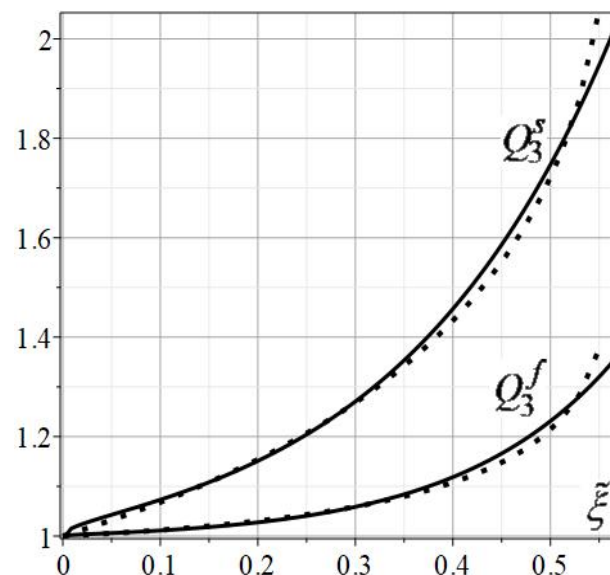
В таблицях 5.9 і 5.10 наведенні коефіцієнти подань (5.45) і (5.46) для різних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 .

Таблиця 5.9. Коефіцієнти математичної моделі (5.45)

ε_0	q_{11}^s	q_{10}^s	q_{21}^s	q_{20}^s	q_{31}^s	q_{30}^s	q_{41}^s	q_{40}^s
0.001	0.0208	-4.303	0.0208	-4.3031	0.0228	-4.5561	0.0228	-4.5561
0.01	0.1915	-3.1007	0.1915	-3.1007	0.2162	-3.3563	0.1991	-3.1948
0.05	0.9382	-2.3021	0.9390	-2.3014	0.9867	-2.4124	1.0843	-2.5993
0.075	1.3890	-2.1025	1.3917	-2.1008	1.4641	-2.2124	1.4690	-2.2154
0.1	1.8129	-1.9583	1.8189	-1.9551	1.9678	-2.1124	1.9653	-2.1042
0.2	3.1341	-1.6143	3.1886	-1.6099	3.7997	-1.8451	3.8021	-1.8251
0.3	4.5402	-1.454	4.6182	-1.4169	5.7858	-1.7011	5.8624	-1.6812
0.4	6.4571	-1.2826	6.6618	-1.2117	7.9143	-1.5011	8.2619	-1.5042
0.5	9.0112	-1.1602	9.4700	-1.0522	10.9536	-1.3711	11.2719	-1.3042
0.6	12.9753	-1.0384	13.9644	-0.8783	15.0108	-1.1711	15.8857	-1.1042
0.7	20.3922	-0.9206	22.6175	-0.6949	22.1662	-0.9411	24.3372	-0.8804
0.75	27.2191	-0.8645	30.7458	-0.6009	28.9554	-0.8411	31.1239	-0.6924
0.8	35.3726	-0.6182	40.3977	-0.2625	40.4798	-0.7441	43.7179	-0.5524
0.825	43.1450	-0.5482	49.8228	-0.1605	49.1789	-0.6641	53.0349	-0.4424
0.85	54.8036	-0.4842	64.0948	-0.0655	59.8097	-0.5041	66.070	-0.3024
0.9	101.8759	-0.2842	133.5653	-0.0301	113.1045	-0.3441	127.9037	-0.1388
0.925	157.6871	-0.1242	221.4678	-0.0031	172.5020	-0.1441	205.3796	-0.0422
0.95	313.3037	-0.0142	445.6276	-0.0002	339.9728	-0.0701	514.7847	-0.0012
0.975	014.3771	0.0002	1468.226	0.0001	1092.743	-0.0011	1335.9278	0.0001

Таблиця 5.10. Коефіцієнти математичної моделі (5.46)

ε_0	q_{11}^f	q_{10}^f	q_{21}^f	q_{20}^f	q_{31}^f	q_{30}^f	q_{41}^f	q_{40}^f
0.001	0.0278	-5.6982	0.0278	-5.6982	0.0336	-6.3551	0.0315	-6.1448
0.01	0.2108	-4.6668	0.2108	-4.6666	0.2926	-5.5155	0.3275	-5.8585
0.05	1.0238	-3.8338	1.0239	-3.8282	1.3836	-4.5841	1.4739	-4.7586
0.075	1.5127	-3.6224	1.5130	-3.6097	2.1171	-4.4522	2.0530	-4.3586
0.1	1.9695	-3.4642	1.9701	-3.4419	2.7551	-4.2522	2.7766	-4.2586
0.2	3.3839	-3.0611	3.3852	-2.9818	5.5680	-3.9021	5.4916	-3.8153
0.3	4.8475	-2.8637	4.8445	-2.7020	8.3783	-3.6354	8.1152	-3.4553
0.4	6.8715	-2.6682	6.8439	-2.3760	10.9231	-3.335	10.8603	-3.1553
0.5	9.7840	-2.6009	9.6702	-2.1463	14.5168	-3.1354	13.7977	-2.7553
0.6	14.3312	-2.5183	13.9698	-1.8508	19.050	-2.8354	18.8537	-2.4553
0.7	23.1256	-2.4671	21.9994	-1.5192	28.5020	-2.6594	27.2345	-2.0553
0.75	30.8268	-2.4185	29.3730	-1.3356	35.7376	-2.4594	33.6174	-1.7553
0.8	41.3029	-2.2250	38.3845	-0.9425	48.6248	-2.2994	45.3947	-1.4953
0.825	50.1099	-2.1450	46.6547	-0.7825	58.7197	-2.2092	56.2178	-1.4253
0.85	63.8717	-2.0950	59.8622	-0.6525	73.5246	-2.1186	66.4351	-1.1353
0.9	120.2145	-1.9350	110.7919	-0.2325	133.8229	-1.8736	123.4152	-0.8253
0.925	186.5395	-1.7850	178.8030	-0.0525	197.5991	-1.5736	179.4469	-0.4253
0.95	371.7009	-1.7250	363.9758	-0.0085	380.7768	-1.4936	341.5451	-0.2012
0.975	1095.9669	-1.4550	1261.9566	0.0001	1038.6235	-0.8513	1103.5679	-0.0001

Рис. 5.70. Верифікація функцій Q_1^s і Q_1^f , при $\varepsilon_0 = 0.2$ Рис. 5.71. Верифікація функцій Q_3^s , Q_3^f , при $\varepsilon_0 = 0.2$

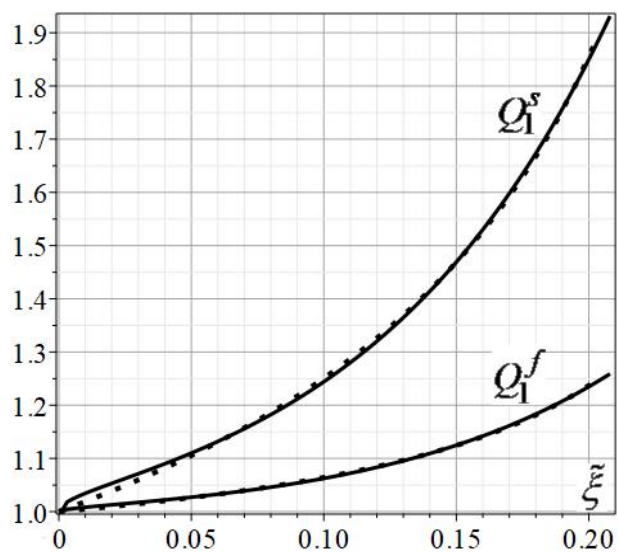


Рис. 5.72. Верифікація функцій Q_1^s і Q_1^f , при $\varepsilon_0 = 0.5$.

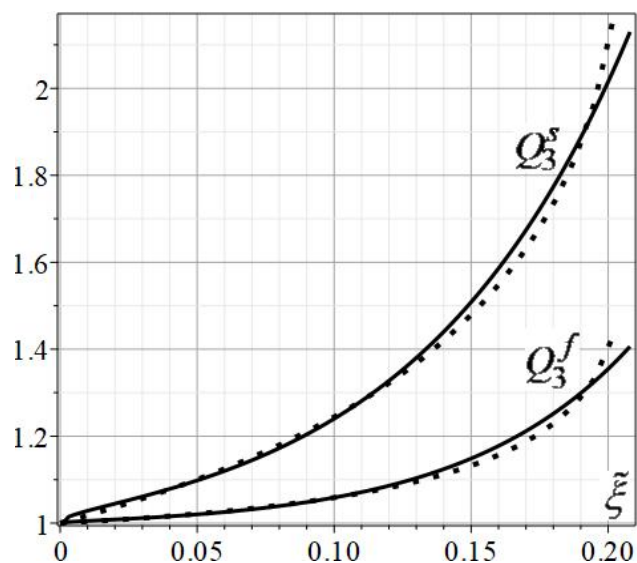


Рис. 5.73. Верифікація функцій Q_3^s , Q_3^f , при $\varepsilon_0 = 0.5$.

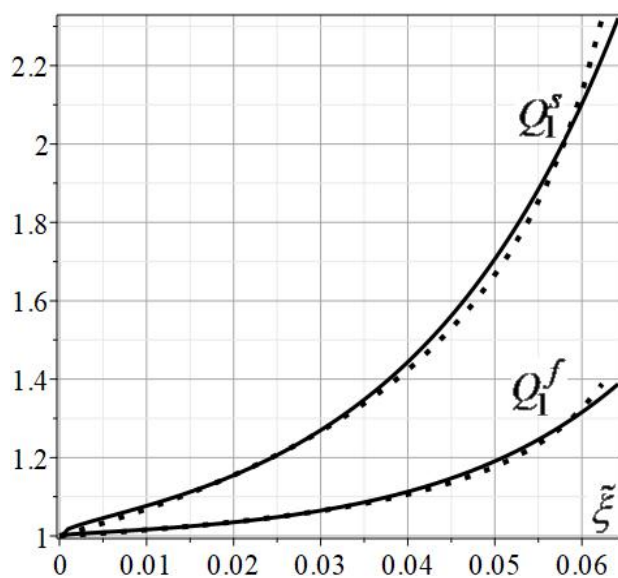


Рис. 5.74. Верифікація функцій Q_1^s і Q_1^f , при $\varepsilon_0 = 0.8$

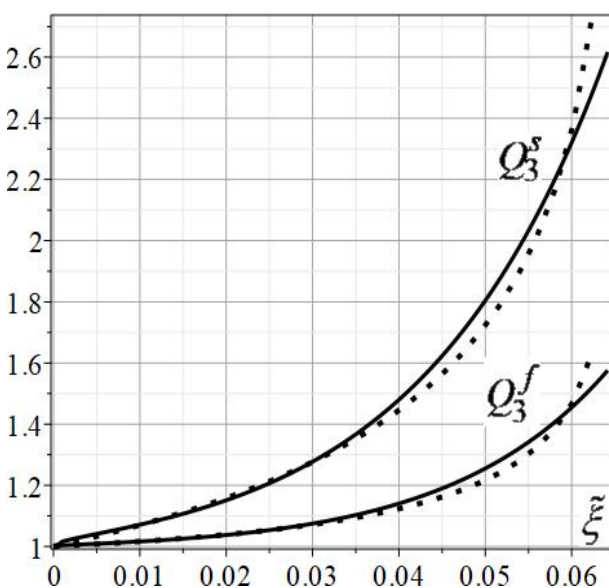


Рис. 5.75. Верифікація функцій Q_3^s , Q_3^f , при $\varepsilon_0 = 0.8$

За допомогою формул (4.65), (4.66) і (4.73), (4.74), проведена верифікація отриманих математичних моделей (5.45) і (5.46). Зокрема, на рисунках 5.60, 5.62 і 5.64 наведені значення функцій $Q_1^s(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і $Q_1^f(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, отримані відповідно при $\varepsilon_0 = 0.2$, $\varepsilon_0 = 0.5$ і $\varepsilon_0 = 0.8$ за допомогою математичних моделей

(5.45) і (5.46) – суцільні лінії, і сплайн-апроксимації даних отриманих за допомогою формул (4.65) і (4.73) – точкові лінії. На рисунках 5.61, 5.63 і 5.65 наведені значення функцій $Q_3^s(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і $Q_3^f(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, отримані відповідно при $\varepsilon_0 = 0.2$, $\varepsilon_0 = 0.5$ і $\varepsilon_0 = 0.8$ за допомогою математичних моделей (5.45) і (5.46). – суцільні лінії, і сплайн-апроксимації даних отриманих за допомогою формул (4.65) і (4.73) – точкові лінії. На всіх рисунках графіки практично співпадають (98.8% – 99.6%), що свідчить про адекватність отриманих математичної моделей (5.45) і (5.46) для будь яких значеннях відносного ексцентриситету ε_0 .

Скориставшись таблицями 5.9 і 5.10 і методами регресійного аналізу [146 – 149], отримаємо аналітичні залежності коефіцієнтів математичних моделей (5.45) і (5.46) від відносного ексцентриситету ε_0 :

$$q_{k0}^{s,f} = \alpha_{k0}^{s,f} \sqrt{\varepsilon_0} + \beta_{k0}^{s,f} \operatorname{ctg}(r_{k0}^{s,f} \sqrt{\varepsilon_0} - g_{k0}^{s,f}), \quad k = \overline{1;4}. \quad (5.47)$$

$$q_{k1}^{s,f} = \exp(\alpha_{k1}^{s,f} \sqrt{\varepsilon_0} + \beta_{k1}^{s,f} \operatorname{ctg}(r_{k1}^{s,f} \sqrt{\varepsilon_0} - g_{k1}^{s,f})). \quad k = \overline{1;4}. \quad (5.48)$$

Значення коефіцієнтів, які входять в формули (5.47), (5.48) наведені в таблицях 5.11 – 5.12.

Таблиця 5.11 Значення коефіцієнтів математичної моделі (5.47)

	α_{k0}^s	β_{k0}^s	r_{k0}^s	g_{k0}^s	α_{k1}^s	β_{k1}^s	r_{k1}^s	g_{k1}^s
$k=1$	-2.65736	-1.86760	2.21040	-2.79280	2.56295	-0.56496	3.00351	-3.09635
$k=2$	-2.31467	-2.11704	2.05117	-2.73513	2.61995	-0.60110	2.99670	-3.08712
$k=3$	-3.01201	-2.03416	2.21880	-2.78207	2.82221	-0.51346	3.02088	-3.10678
$k=4$	-2.93559	2.21020	2.14239	-2.74060	2.85742	-0.53993	3.01546	-3.10678

Таблиця 5.12. Значення коефіцієнтів математичної моделі (5.48)

	α_{k0}^f	β_{k0}^f	r_{k0}^f	g_{k0}^f	α_{k1}^f	β_{k1}^f	r_{k1}^f	g_{k1}^f
$k=1$	-5.04825	-3.44381	1.86950	-2.64420	2.72860	-0.56034	2.99328	-3.08649
$k=2$	-5.58041	-4.48504	1.87060	-2.51295	2.69903	-0.53122	3.01275	-3.09497
$k=3$	-7.19969	-5.14479	1.80720	-2.50202	3.40809	-0.37550	3.06669	-3.13289
$k=4$	-7.84340	-6.41556	1.70890	-2.38336	3.40199	-0.33730	3.01275	-3.09497

Отже, із урахуванням формул (5.41) – (5.46), математичні моделі для компонент вектора спротиву обертанню $\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і вектора гідродинамічного тертя $\vec{f}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ подамо так:

$$\Phi_k(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = e^{b_{k1}^s \varepsilon_0 + b_{k2}^s - b_{k3}^s \varepsilon_0 \text{ctg}(b_{k4}^s \varepsilon_0^2 - b_{k5}^s)} \left(1 + \sqrt{\tilde{\xi}} e^{q_{k1}^s(\varepsilon_0) \tilde{\xi} + q_{k0}^s(\varepsilon_0)} \right), \quad k = \overline{1;4}. \quad (5.49)$$

$$\frac{f_k(\varepsilon_0, \tilde{\xi})}{\delta_0} = e^{b_{k1}^f \varepsilon_0^2 + b_{k2}^f \varepsilon_0 + b_{k3}^f - b_{k4}^f \text{ctg}(b_{k5}^f \varepsilon_0^2 - b_{k6}^f)} \left(1 + \sqrt{\tilde{\xi}} e^{q_{k1}^f(\varepsilon_0) \tilde{\xi} + q_{k0}^f(\varepsilon_0)} \right), \quad k = \overline{1;4}. \quad (5.50)$$

Значення коефіцієнтів $b_{k,m}^s$ і $b_{k,m}^f$ наведені в таблицях 5.9, 5.10, функції $q_{kn}^s(\varepsilon_0)$, $q_{kn}^f(\varepsilon_0)$ визначаються формулами (5.47), (5.48)

5.5.3 Числове моделювання коефіцієнтів спротиву обертанню та гідродинамічного тертя ПК для неньютонівських мастил.

Результати розділу 5.5.2 показують, що серед всіх компонент векторів $\vec{\Phi}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і $\vec{f}_T(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ найбільші значення приймають уточнені коефіцієнт спротиву обертанню і гідродинамічного тертя на цапфі, тому в цьому розділі проаналізуємо поведінку саме цих інтегральних показників роботи ПК, а саме $\Phi_{Th}^* = \Phi_3(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і $f_{Th}^* = f_3(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$. Із урахуванням формул (5.49), (5.50), таблиць 5.9, 5.10 та 5.11 і 5.12, вказані коефіцієнти подамо так

$$\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) = e^{0.6855\varepsilon_0 + 1.1453 - 0.4015\varepsilon_0 \text{ctg}(2.3639\varepsilon_0^2 - 2.5556)} \left(1 + \sqrt{\tilde{\xi}} e^{q_{31}^s(\varepsilon_0) \tilde{\xi} + q_{30}^s(\varepsilon_0)} \right), \quad (5.51)$$

$$q_{30}^s = -3.012\sqrt{\varepsilon_0} - 2.0342 \text{ctg}(2.2188\sqrt{\varepsilon_0} - 2.7821),$$

$$q_{31}^s = \exp(2.8222\sqrt{\varepsilon_0} - 0.5135 \text{ctg}(3.0209\sqrt{\varepsilon_0} - 3.1068)).$$

$$\frac{f_{Th}(\varepsilon_0, \tilde{\xi})}{\delta_0} = e^{0.5814 - 0.0618\varepsilon_0 + 0.5639\text{ctg}(2.7018\varepsilon_0^2 - 0.1296)} \cdot \left(1 + \sqrt{\tilde{\xi}} e^{q_{31}^f(\varepsilon_0)\tilde{\xi} + q_{30}^f(\varepsilon_0)}\right), \quad (5.52)$$

$$q_{30}^f = -7.1997\sqrt{\varepsilon_0} - 5.1448\text{ctg}(1.8072\sqrt{\varepsilon_0} - 2.502),$$

$$q_{k1}^f = \exp(3.4081\sqrt{\varepsilon_0} - 0.3755\text{ctg}(3.0667\sqrt{\varepsilon_0} - 3.1329)).$$

На рисунках 5.76, 5.77 наведенні залежності уточненого коефіцієнту спротиву обертанню на цапфі $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ від відносного ексцентриситету ε_0 при різних значеннях параметра $\tilde{\xi}$. Зокрема, на рисунку 5.76 лінії чорного кольору отримані при $\tilde{\xi} = 0$, тобто для ньютонівських мастил, лінії синього кольору при $\tilde{\xi} = 0.004$, лінії червоного кольору при $\tilde{\xi} = 0.009$, лінії зеленого кольору при $\tilde{\xi} = 0.016$ і лінії пурпурового кольору при $\tilde{\xi} = 0.032$. Ці значення параметру $\tilde{\xi}$, згідно, формулі (5.16) і таблиць 5.3, 5.4, охоплюють розрахункові значення $\tilde{\xi}$ для суден **Д1** – **Д10**. На рисунку 5.77 розглянуть значення на порядок більше, а саме, лінії чорного кольору отримані при $\tilde{\xi} = 0$, лінії синього кольору при $\tilde{\xi} = 0.04$, лінії червоного кольору при $\tilde{\xi} = 0.09$, лінії зеленого кольору при $\tilde{\xi} = 0.16$ і лінії пурпурового кольору при $\tilde{\xi} = 0.32$.

На рисунках 5.84 і 5.85 наведенні залежності уточненого коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі $f_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})/\delta_0$ від відносного ексцентриситету ε_0 при різних значеннях параметра $\tilde{\xi}$. Зокрема, на рисунку 5.84 лінії чорного кольору отримані при $\tilde{\xi} = 0$, тобто для ньютонівських мастил, лінії синього кольору при $\tilde{\xi} = 0.04$, лінії червоного кольору при $\tilde{\xi} = 0.09$, лінії зеленого кольору при $\tilde{\xi} = 0.16$ і лінії пурпурового кольору при $\tilde{\xi} = 0.32$. На рисунку 5.85 лінії чорного кольору отримані при $\tilde{\xi} = 0.35$, лінії синього кольору при $\tilde{\xi} = 0.55$,

лінії червоного кольору при $\tilde{\xi} = 0.7$, лінії зеленого кольору при $\tilde{\xi} = 0.9$ і лінії пурпурового кольору при $\tilde{\xi} = 1.2$.

На рисунках 5.76 – 5.82, і 5.86 – 5.91 наведені відповідно залежності уточненого коефіцієнту спротиву обертанню на цапфі $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ і уточненого коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі $f_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})/\delta_0$ від параметра $\tilde{\xi}$ при різних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 . Зокрема, на рисунках 5.78 і 5.86 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.01$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.015$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.02$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.025$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.03$. На рисунках 5.79 і 5.87 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.04$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.06$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.07$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.08$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.1$. На рисунках 5.80 і 5.88 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.15$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.2$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.25$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.3$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.35$. На рисунках 5.71 і 5.79 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.4$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.45$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.5$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.55$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.6$. На рисунках 5.82 і 5.90 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.625$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.65$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.675$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.7$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.725$. На рисунках 5.73 і 5.81 лінії чорного кольору отримані при $\varepsilon_0 = 0.75$, лінії синього кольору при $\varepsilon_0 = 0.775$, лінії червоного кольору при $\varepsilon_0 = 0.8$, лінії зеленого кольору при $\varepsilon_0 = 0.825$ і лінії пурпурового кольору при $\varepsilon_0 = 0.85$.

Аналіз результатів моделювання показує, що врахування неньютонівської поведінки мастил суттєво збільшує значення коефіцієнту спротиву обертання $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, яке становиться помітним вже при незначному збільшенню параметра $\tilde{\xi}$, і при подальшому зростанні $\tilde{\xi}$, значення $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ може перевищувати значення $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, 0)$ в декілька разів. Зокрема, із графіків на рисунку 5.76 видно, що навіть при не значному збільшенні значення параметра $\tilde{\xi}$, ($\tilde{\xi} \leq 0.032$), коефіцієнт спротиву обертання починає зростати порівняно із ньютонівськими мастилами ($\tilde{\xi} = 0$), що особливо помітно для значень відносного ексцентриситету $\varepsilon_0 > 0.5$. При подальшому зростанні параметра $\tilde{\xi}$, ($\tilde{\xi} \geq 0.04$), (див. рис. 5.77) значення $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ починає зростати суттєво і може досягати 150 - 300% вже при $\varepsilon_0 > 0.3$.

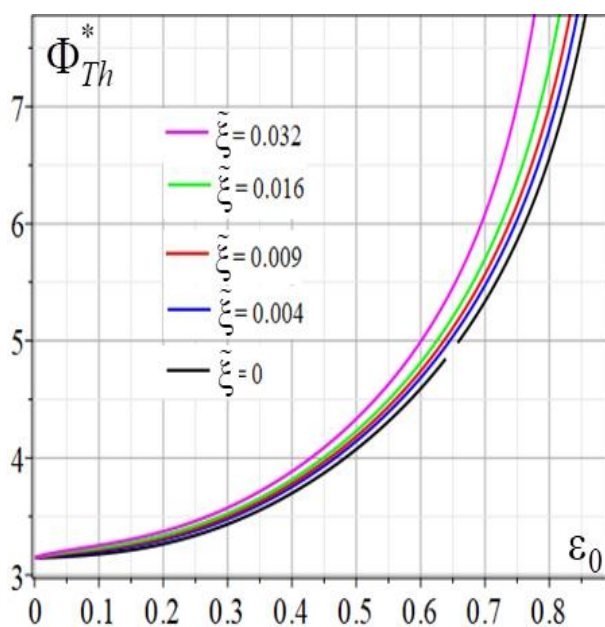


Рис.5.76. Залежність Φ_{Th}^* від ε_0 .

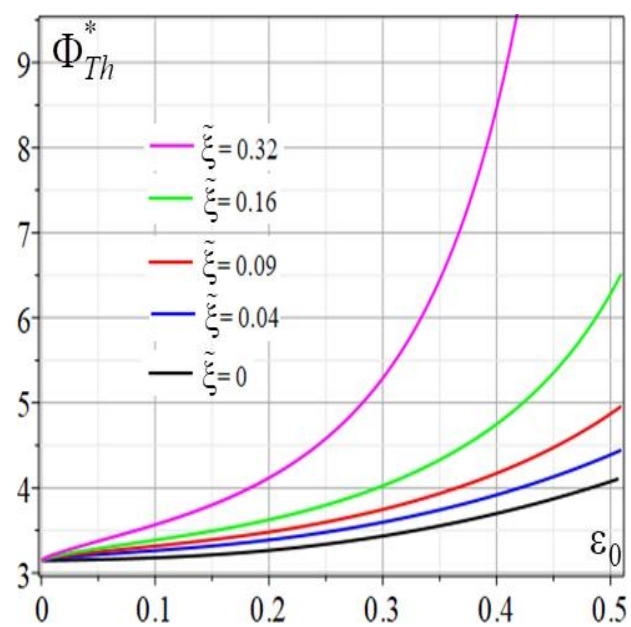
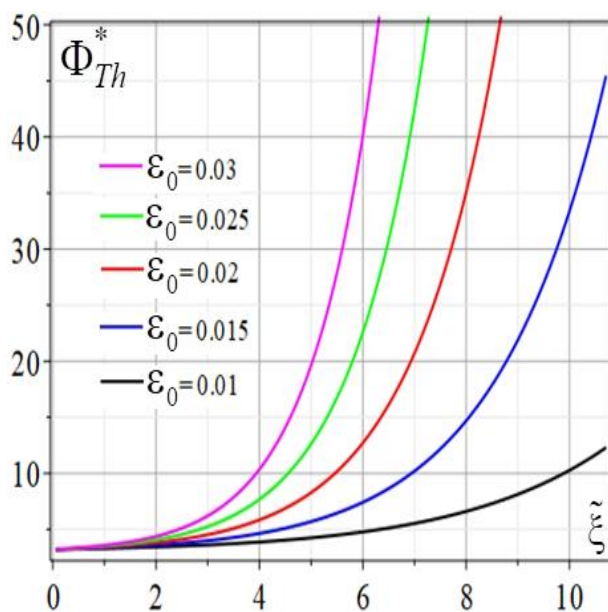
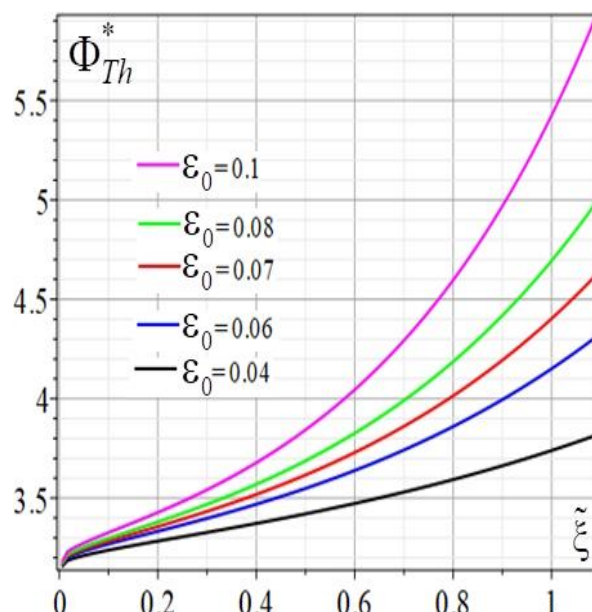
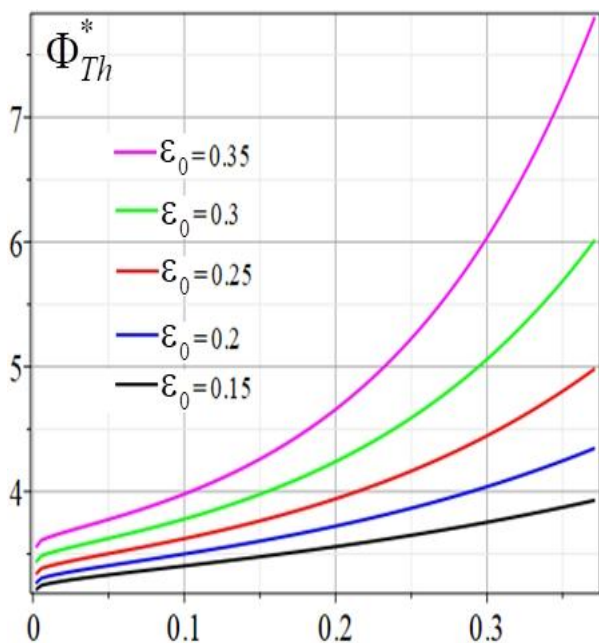
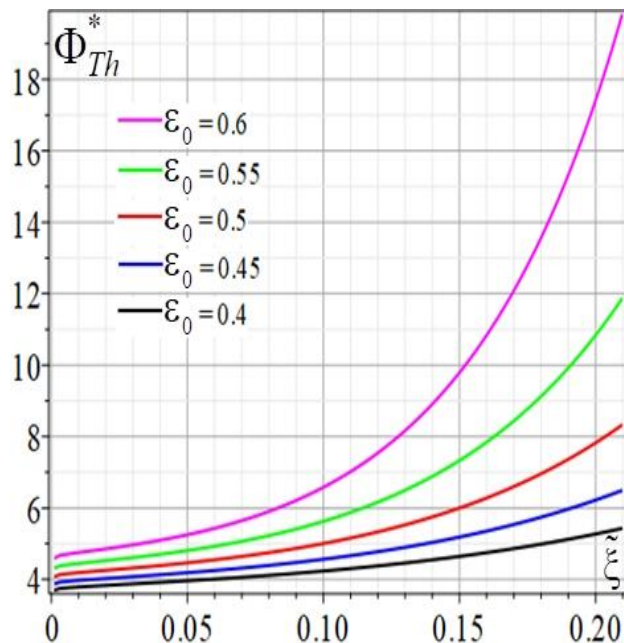
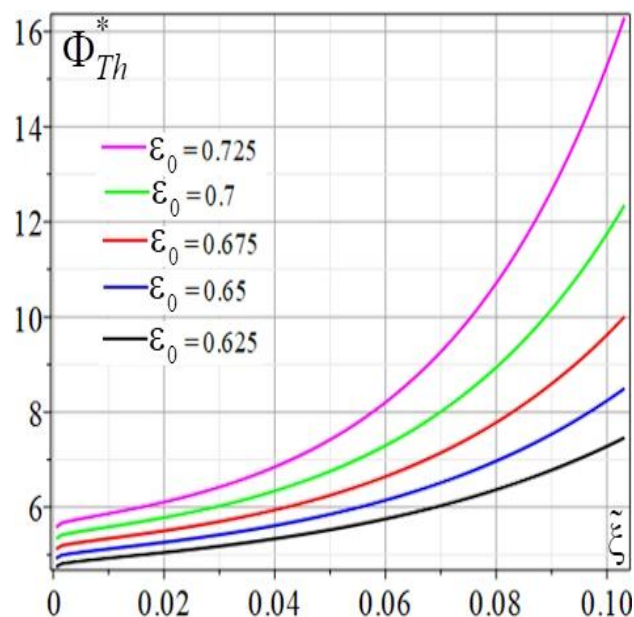
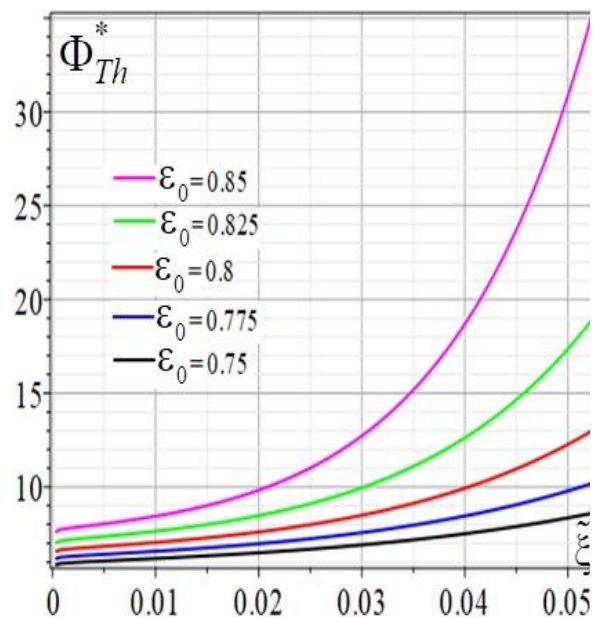


Рис.5.77. Залежність Φ_{Th}^* від ε_0 .

Рис.5.78. Залежність Φ_{Th}^* від $\tilde{\xi}$.Рис.5.79. Залежність Φ_{Th}^* від $\tilde{\xi}$.

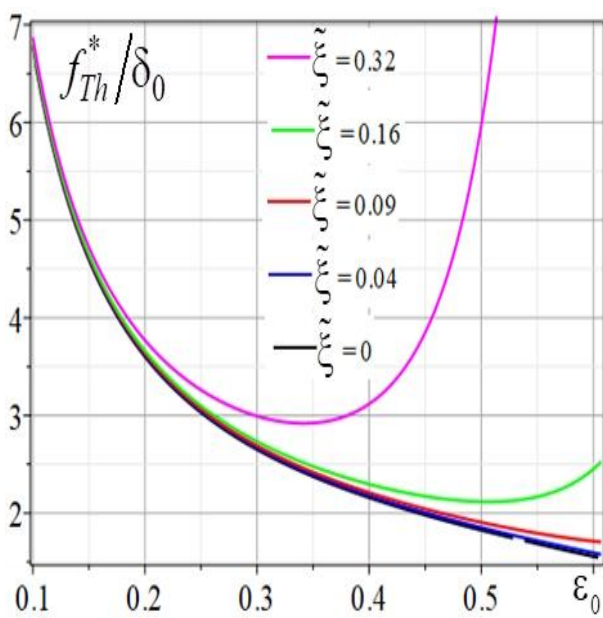
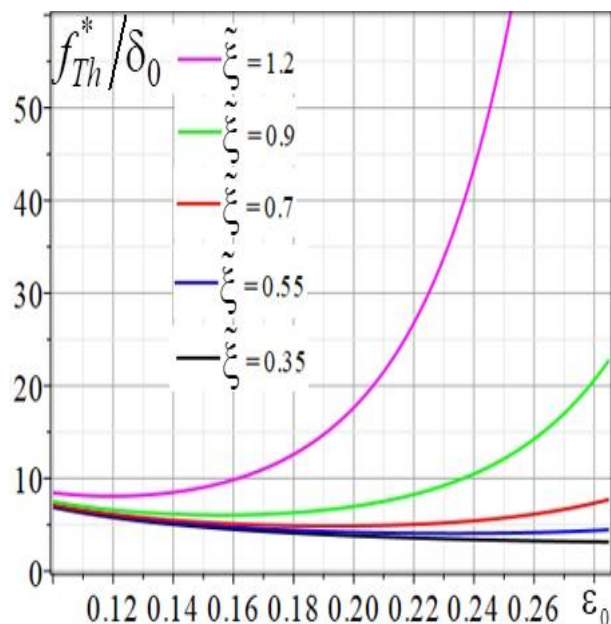
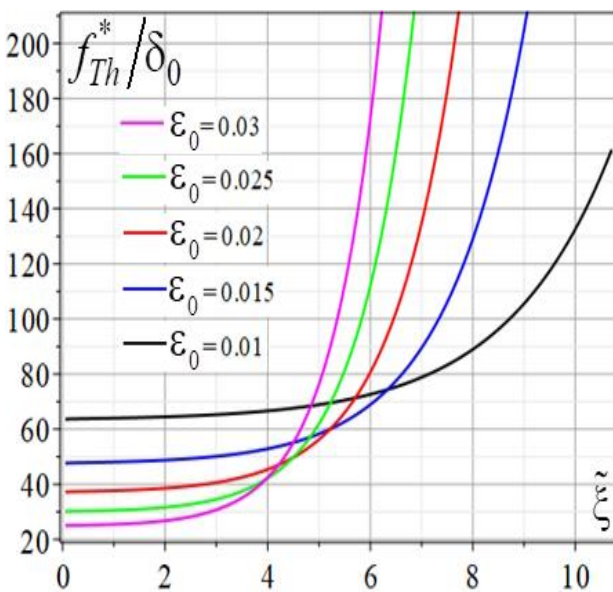
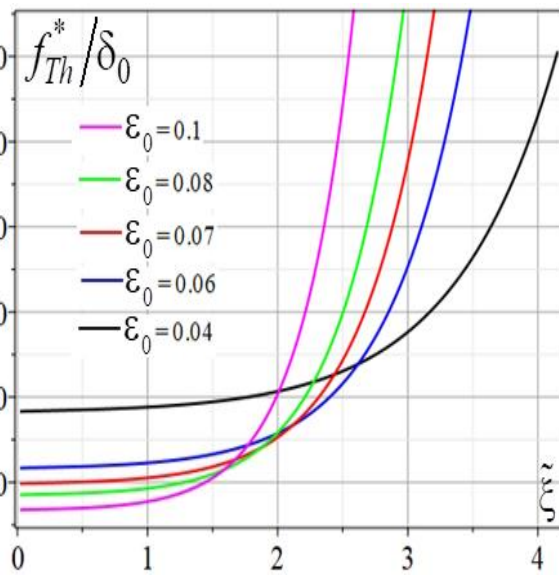
Добре ілюструють вплив неньютонівських властивостей мастил на поведінку уточненого коефіцієнту спротиву обертанню на цапфі $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ зміна параметра $\tilde{\xi}$ при різних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 , (див. рисунки 5.78 – 5.73). Дійсно для будь яких значень ε_0 коефіцієнту $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ зростає із збільшенням параметра $\tilde{\xi}$, при цьому швидкість зростання суттєво збільшується при зростанні $\varepsilon_0 \rightarrow 1$. Зокрема, для $\varepsilon_0 = 0.01$ коефіцієнт $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ збільшується в 2 рази в порівнянні із ньютонівськими мастилами при $\tilde{\xi} = 6$, для $\varepsilon_0 = 0.1$ таке ж збільшення досягається при $\tilde{\xi} = 1.1$, для $\varepsilon_0 = 0.35$ при $\tilde{\xi} = 0.35$, для $\varepsilon_0 = 0.6$ при $\tilde{\xi} = 0.14$, для $\varepsilon_0 = 0.725$ при $\tilde{\xi} = 0.082$, а для $\varepsilon_0 = 0.85$ вже при $\tilde{\xi} = 0.035$.

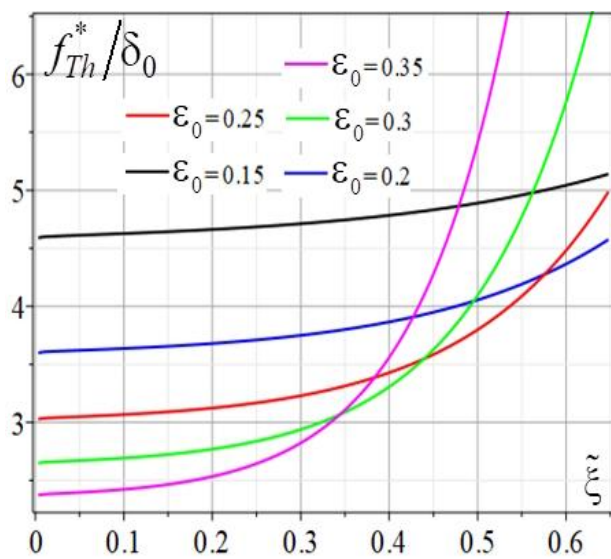
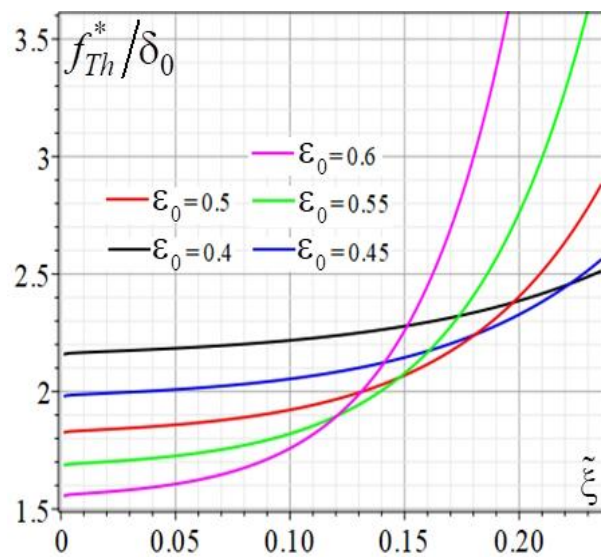
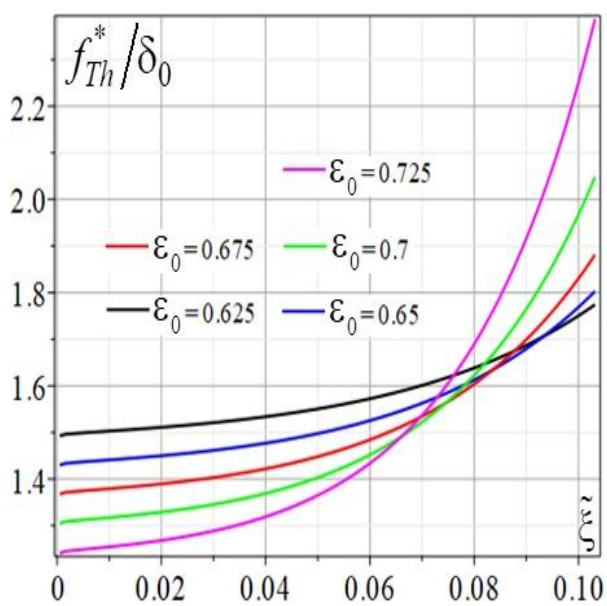
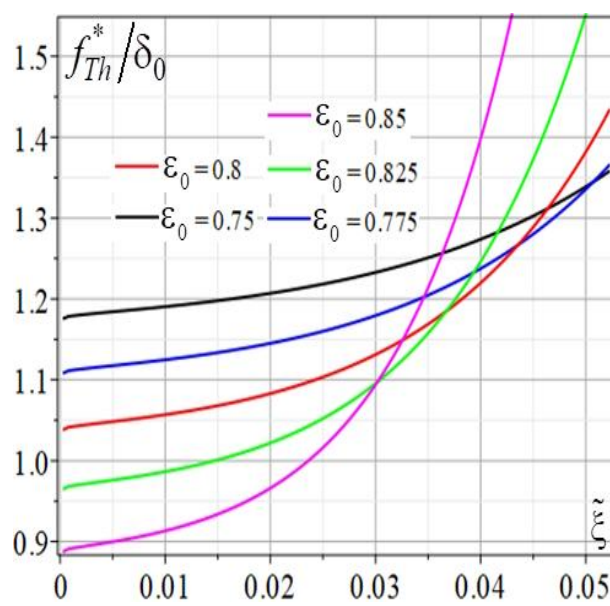
Рис.5.80. Залежність Φ_{Th}^* від $\tilde{\xi}$.Рис.5.81. Залежність Φ_{Th}^* від $\tilde{\xi}$.Рис.5.82. Залежність Φ_{Th}^* від $\tilde{\xi}$.Рис.5.83. Залежність Φ_{Th}^* від $\tilde{\xi}$.

Графіки наведені на рисунках 5.84 – 5.91 показують, що врахування неньютонівських властивостей мастил також суттєво впливає на поведінку уточненого коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі $f_{Th}^*(\epsilon_0, \tilde{\xi})$. Зокрема, наведенні на рисунках 5.84, 5.85 залежності f_{Th}^*/δ_0 від ϵ_0 , показують, що із

збільшенням відносного ексцентриситету ε_0 коефіцієнту $f_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ для ньютонівських і для неньютонівських мастил при малих значеннях параметра $\tilde{\xi}$ спадає, але при збільшенні $\tilde{\xi}$ спостерігається ефект Штребека, тобто спостерігається таке значення відносного ексцентриситету ε_0 при якому коефіцієнту $f_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ починає зростати. Так наприклад, для $\tilde{\xi} = 0.16$ (див. рисунок 5.84), при $\varepsilon_0 = 0.35$ коефіцієнт $f_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$, починає збільшуватись відносно ньютонівських мастил, але при цьому спадати, а при $\varepsilon_0 = 0.52$ починає зростати. Для більших значень $\tilde{\xi} = 0.32$ (див. рисунок 5.84), цей процес спостерігається раніше: збільшення починається вже при $\varepsilon_0 = 0.2$, а зростання вже при $\varepsilon_0 = 0.35$. При подальшому збільшенні параметру $\tilde{\xi}$, вказана закономірність починає спостерігатись при менших значеннях відносного ексцентриситету ε_0 (див. рисунок 5.85). Слід також зауважити, що зростання коефіцієнту $f_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ виявляється доволі суттєвим і може перевищувати значення $f_{Th}^*(0, 0)$ в декілька разів.

Помічена закономірність особливо добре спостерігається на графіках рисунків 5.86 – 5.91, де наведені залежності уточненого коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі f_{Th}^*/δ_0 від параметру $\tilde{\xi}$ при різних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 коефіцієнту. Зокрема, чітко прослідковується із збільшенням ε_0 , значення параметру $\tilde{\xi}$ при якому починається зростання коефіцієнту f_{Th}^*/δ_0 суттєво зменшується. Так, наприклад, для $\varepsilon_0 = 0.03$ зростання помітно при $\tilde{\xi} = 0.8$; для $\varepsilon_0 = 0.1$ при $\tilde{\xi} = 0.6$; для $\varepsilon_0 = 0.35$ при $\tilde{\xi} = 0.05$; для $\varepsilon_0 = 0.6$ при $\tilde{\xi} = 0.02$; для $\varepsilon_0 = 0.725$ при $\tilde{\xi} = 0.008$, а для $\varepsilon_0 = 0.85$ вже при $\tilde{\xi} = 0.0025$.

Рис.5.84. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ϵ_0 .Рис.5.85. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ϵ_0 .Рис.5.86. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ξ .Рис.5.87. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ξ .

Рис.5.88. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ξ .Рис.5.89. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ξ .Рис.5.90. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ξ .Рис.5.91. Залежність f_{Th}^*/δ_0 від ξ .

5.6. Основні результати і висновки до п'ятого розділу.

Числове моделювання роботи ПК суднового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил проведено за допомогою розробленого методу варіації границь, структурна блок-схема якого подана на

рис. 5.1, що дало можливість, використавши методи регресивного аналізу, отримати низку нових результатів стосовно гідродинаміки мастильного шару ПК СПК, а саме:

1. Отримано нові математичні моделі (5,10) – (5.15) для характерних кутів $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_0, \varphi_{\varepsilon\delta}, \varphi_\varepsilon$ і кутової величини $\Delta\varphi$, робочої зони мастильного шару ПК.

2. Встановлено, що основні характерні кути $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_0$ залежать тільки від відносного ексцентриситету ε_0 і не залежать від в'язкісних характеристик мастил.

3. Отримано подання (5.17) для розподілу відносного питомого тиску $\tilde{p}(\varphi)$ в робочій зоні ПК і показано, що $\tilde{p}(\varphi) = \tilde{p}(\varphi, \varepsilon_0, \beta_p)$ залежить від відносного ексцентриситету ε_0 і коефіцієнту впливу β_p , який визначається формулою (5.16) і залежить від градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$, частоти обертання n_0 і відносного радіального зазору δ_0 .

4. Отримані максимальні значення коефіцієнту впливу β_p для рамових і шатунних ПК двигунів Д1 – Д10, (див таблиці 5.3, 5.4).

5. Показано, що при $\beta_p \rightarrow 0$ розподіл відносного питомого тиску $\tilde{p}(\varphi)$ прямує до розподіл відносного питомого тиску для ньютонівських мастил $\tilde{p}_n(\varphi)$, тобто $\lim_{\beta_p \rightarrow 0} \tilde{p}(\varphi) = \tilde{p}_n(\varphi)$.

6. Отримані результати числового моделювання (рис. 5.10 – 5.26) показують суттєву відмінність між розподілом відносного питомого тиску $\tilde{p}(\varphi)$, який враховує неньютонівський і характер поведінки мастил і розподілом $\tilde{p}_n(\varphi)$, який не враховує в'язкісні характеристики мастил. Це особливо помітно при відносному ексцентриситеті $\varepsilon_0 > 0.45$, притаманних для важко навантажених ПК судових двигунів.

7. Отримано графічну залежність розподілу відносного максимального питомого тиску $\tilde{p}(\varphi_0)$ від відносного ексцентриситету ε_0 і коефіцієнту впливу β_p (див. рис. 5.27). Показано суттєве зростання $\tilde{p}(\varphi_0)$ при $\varepsilon_0 > 0.5$ і $\beta_p > 0.05$.

8. Отримано нову адекватну математичну модель для безрозмірного коефіцієнта навантаженості $\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ ПК, (формула (5.38)), яка враховує, як відносний ексцентриситету ε_0 , так і коефіцієнт впливу β_p , тобто технічні характеристики ПК і градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$.

9. Проведений числовий аналіз поведінки безрозмірного коефіцієнту навантаженості $\Phi_p(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ (рис. 5.48 – 5.59) для різних значень відносного ексцентриситету ε_0 , і параметра $\tilde{\xi} = \beta_p / 6$. Встановлено ряд важливих закономірностей поведінки коефіцієнту навантаженості.

10. Отримані нові, адекватні математичні (5.49) і (5.50) для звичайних і уточнених безрозмірних коефіцієнтів спротиву обертанню (5.39), та звичайних і уточнених коефіцієнтів гідродинамічного тертя (5.40)

11. Проведений числовий аналіз поведінки безрозмірного уточненого коефіцієнту спротиву обертанню $\Phi_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi})$ (рис. 5.76 – 5.77, 5.76 – 5.82) і уточненого коефіцієнту гідродинамічного тертя на цапфі $f_{Th}^*(\varepsilon_0, \tilde{\xi}) / \delta_0$ (рис. 5.84 – 5.85, 5.86 – 5.91) для різних значень відносного ексцентриситету ε_0 , і параметра $\tilde{\xi} = \beta_p / 6$. Встановлено ряд важливих закономірностей поведінки коефіцієнту навантаженості.

Отже, встановлено, що розподіл питомого гідродинамічного тиску і основні характеристики мастильного шару ПК, такі як безрозмірні коефіцієнти навантаженості, спротиву обертання і гідродинамічного тертя залежать як від відносного ексцентриситету ε_0 , так і від коефіцієнту впливу β_p . Вперше

отримані адекватні математичні моделі вказаних інтегральних характеристик, які залежать від відносного ексцентриситету ε_0 , частоти обертання n_0 , відносного радіального зазору δ_0 , а також враховують в'язкісні характеристики мастил, а саме градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$. Це дає можливість вдосконалити процес моніторингу роботи ПК і перейти до розробки нових критеріїв рідинного тертя-ковзання.

Основні результати четвертого розділу відображені в джерелах [125 – 127], [132 – 135], [137], [139 – 141].

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА КРИТЕРІЇВ МОНІТОРИНГУ РОБОТИ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ, ЯКІ ВРАХОВУЮТЬ НЕНЬЮТОНІВСЬКУ ПОВЕДІНКУ МАСТИЛ

6.1. *Критерії рідинного режиму роботи ПК із урахуванням неньютонівської поведінки мастил.*

Отримані в попередньому розділі інтегральні характеристики мастильного шару в ПК, які враховують неньютонівську поведінку мастил, крім відносного ексцентриситету ε_0 , також залежать від коефіцієнту впливу $\beta_p = \frac{\pi G_{\mu 0} n_0}{5 \delta_0^2} = 6 \tilde{\xi}$.

Математичне моделювання проведене в п'ятому розділі засвідчило, що зміна параметрів ε_0 і β_p суттєво впливає на поведінку інтегральних характеристик ПК, які при деяких значеннях параметрів ε_0 і β_p , починають необмежено зростати, це можливо, зокрема, якщо ПК виходить із режиму рідинного тертя. Останнє дає підставу припустити, що для роботи ПК в режимі рідинного тертя-ковзання, параметри ε_0 і β_p повинні задовольняти певним умовам. Спробуємо встановити ці умови.

Розглянемо подання (5.17) для відносного питомого гідродинамічного тиску $\tilde{p}(\varphi)$. В робочій зоні ПК питомий тиск не може бути від'ємним: $\tilde{p}(\varphi) \geq 0$, крім того, для збереження режиму рідинного тертя-ковзання він має бути обмеженим, тобто: $0 \leq \tilde{p}(\varphi) < \infty$. Останнє, згідно формули (5.17), обумовлює виконання наступної умови

$$0 < 1 - \beta_p q_0(\varphi, \varepsilon_0) \leq 1, \quad \varphi \in [\varphi_1, \varphi_2], \quad (6.1)$$

яку запишемо так

$$0 \leq q_0(\varphi, \varepsilon_0) < \frac{1}{\beta_p}, \quad \varphi \in [\varphi_1, \varphi_2]. \quad (6.2)$$

Функція $q_0(\varphi, \varepsilon_0)$ побудована таким чином, що на кінцях робочої зони вона обертається в нуль: $q_0(\varphi_1, \varepsilon_0) = q_0(\varphi_2, \varepsilon_0) = 0$, а в точці φ_0 досягає максимуму: $q_0(\varepsilon_0) = q_0(\varphi_0, \varepsilon_0) = \max_{\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2} q_0(\varphi, \varepsilon_0)$; Це дає можливість пов'язати наявність рідинного режиму тертя-ковзання роботи ПК із виконанням критерію:

$$\beta_p < K_\mu. \quad (6.3)$$

Параметр (критерій) $K_\mu = \frac{1}{q_0(\varepsilon_0)}$; залежить тільки від відносного ексцентриситету ε_0 , його значення для різних значень ε_0 наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1. Значення критерію K_μ

ε_0	K_μ	ε_0	K_μ	ε_0	K_μ	ε_0	K_μ
0.01	85.1064	0.275	3.6912	0.525	1.5630	0.775	0.5184
0.05	17.3256	0.3	3.4008	0.55	1.4322	0.8	0.4386
0.075	11.6730	0.325	3.0942	0.575	1.3104	0.825	0.3630
0.1	8.8836	0.35	2.8254	0.6	1.1946	0.85	0.2910
0.125	7.3014	0.375	2.5890	0.625	1.0842	0.875	0.2244
0.15	6.2592	0.4	2.3760	0.65	0.9786	0.9	0.1620
0.175	5.4942	0.425	2.1810	0.675	0.8784	0.925	0.1074
0.2	4.9158	0.45	2.0034	0.7	0.7818	0.95	0.0594
0.225	4.4286	0.475	1.8480	0.725	0.6900	0.975	0.0216
0.25	4.0284	0.5	1.7028	0.75	0.6018	0.99	0.0055

Данні наведені в таблиці 6.1 показують, що із ростом відносного ексцентриситету ε_0 значення критерію K_μ спадають по експоненціальній залежності, а значення їх логарифмів спадають по котангенціальному закону. Це

дає можливість, скориставшись методами регресійного аналізу [we], побудувати наступну математичну модель для параметра K_μ :

$$K_\mu = \exp\{0.4542 \operatorname{ctg}(3.1588\sqrt{\varepsilon_0} - 0.0902) - 2.7621\sqrt{\varepsilon_0} + 2.746\}. \quad (6.4)$$

На рисунку 6.1 наведені результати верифікації математичної моделі (6.4). Чорна точкова лінія відповідає сплайн-апроксимації даних таблиці 6.1, синя суцільна лінія отримана за допомогою формули (6.4). Обидві лінії практично співпадають (98.9% – 99.7%), що свідчить про високу адекватність отриманої математичної моделі (6.4)

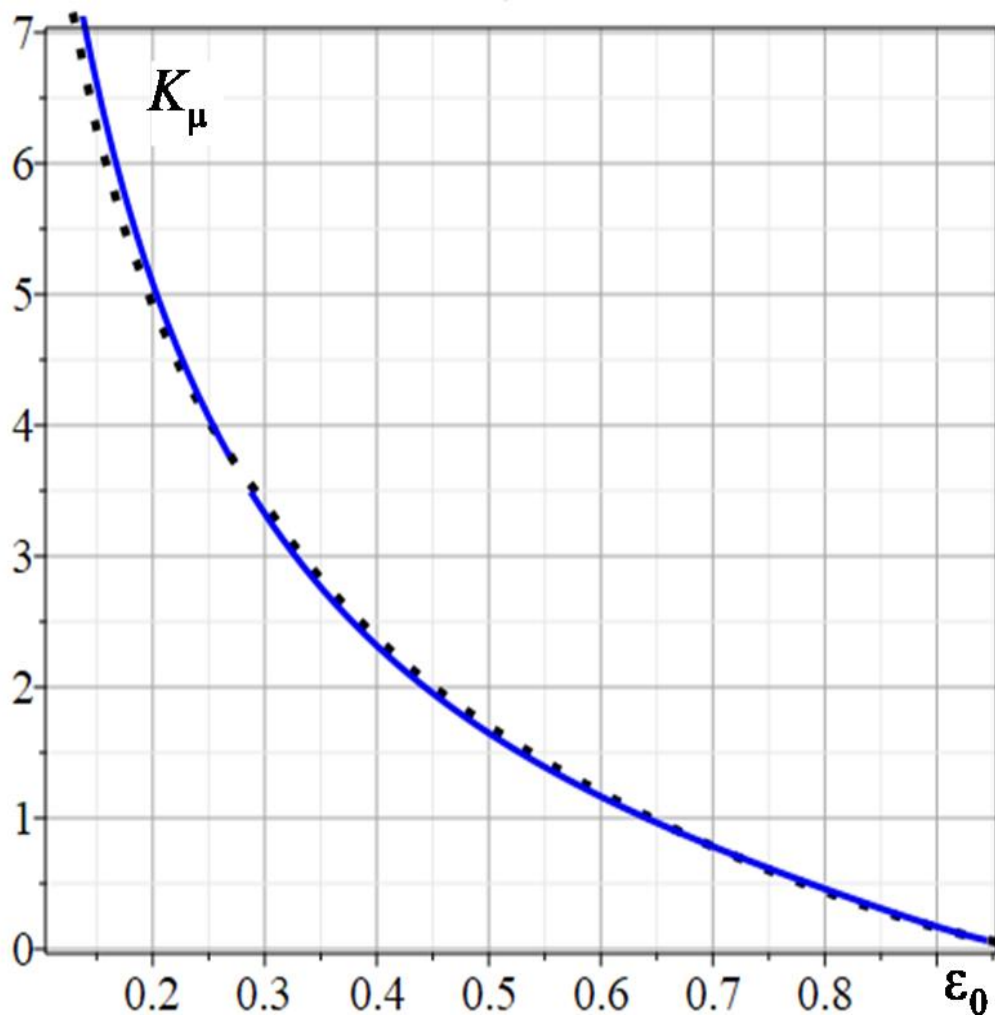


Рис.6.1. Верифікація математичної моделі (6.4) для K_μ

Критерій (6.4) дає можливість оцінити коректність використання конкретних неньютонівських мастил при заданих технічних параметрах підшипника і заданій швидкості обертання цапфи. Слід відмітити, що оскільки для неньютонівських мастил $\beta_p = \tilde{\xi} = 0$, тому без урахування в математичній моделі ПК неньютонівських властивостей мастил, критерій (6.3) отримати не можливо.

Значення відносного ексцентриситету ε_0 попередньо можуть бути розраховані або за формулою (5.31), або виміряні за допомогою різного роду обладнання, зокрема, віброметрів, індикаторів стану підшипників, аналізаторів стану підшипників. Зокрема, можливі значення для рамових і шатунних ПК двигунів Д1 – Д10, які працюють в усталеному режимі, наведенні в таблиці 6.1.

Таблиця 6.2. Значення ε_0 ПК СЕУ

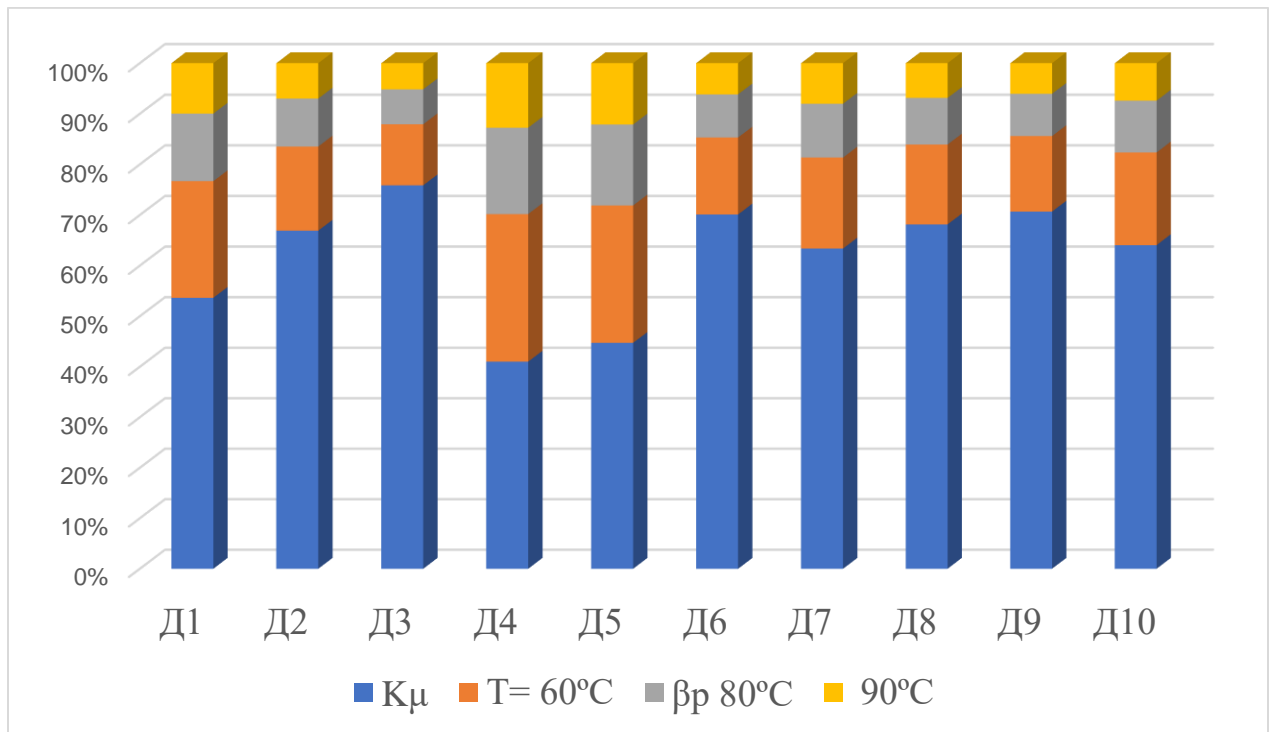
Д	ε_0	
	Рамові ПК	Шатунні ПК
1	0.82÷0.86	0.83÷0.85
2	0.80÷0.84	0.80÷0.82
3	0.75÷0.80	0.72÷0.78
4	0.65÷0.75	0.65÷0.72
5	0.65÷0.75	0.70÷0.74
6	0.59÷0.66	0.59÷0.66
7	0.55÷0.63	0.57÷0.64
8	0.45÷0.55	0.50÷0.58
9	0.43÷0.53	0.47÷0.56
10	0.43÷0.53	0.45÷0.55

Порівняння значення відносного ексцентриситету ε_0 із даними таблиці 1.6, показують, що із збільшенням навантаження на ПК і зменшенням частоти обертання цапфи значення відносного ексцентриситету ε_0 зростає, при цьому для шатунних ПК значення ε_0 дещо більше ніж у рамових.

Таблиця 6.3. Верифікація критерію K_μ для рамових ПК

D	ε_0	K_μ	β_p			ε_0	K_μ	β_p		
			60°	80°	90°			60°	80°	90°
1	0.82	0.398	0.171	0.099	0.074	0.86	0.281	0.096	0.056	0.042
2	0.80	0.459	0.114	0.065	0.048	0.84	0.339	0.064	0.037	0.027
3	0.75	0.616	0.098	0.056	0.042	0.80	0.459	0.050	0.029	0.021
4	0.65	0.964	0.686	0.401	0.300	0.70	0.616	0.305	0.178	0.133
5	0.65	0.964	0.585	0.345	0.261	0.75	0.616	0.298	0.176	0.133
6	0.59	1.342	0.291	0.163	0.118	0.66	0.926	0.129	0.072	0.052
7	0.55	1.390	0.394	0.233	0.176	0.63	1.041	0.175	0.104	0.078
8	0.45	1.953	0.452	0.264	0.197	0.55	1.390	0.163	0.095	0.071
9	0.43	2.090	0.441	0.247	0.179	0.53	1.489	0.159	0.089	0.064
10	0.43	2.090	0.597	0.334	0.242	0.53	1.489	0.215	0.120	0.087

Для верифікації критерію K_μ перевіримо виконання умови (6.3) для двигунів **D1** – **D10**. В таблицях 6.3 і 6.4 наведенні відповідно для рамових і шатунних підшипників значення параметру K_μ при мінімальних і максимальних значеннях відносного ексцентриситету ε_0 , і значення коефіцієнту впливу β_p при середній температурі мастил в системі мащення: 60°C і середніх температурах в робочій зоні ПК: 80°C і 90°C, при усталеній частоті обертання n_0 (див. табл. 1.6), і градієнті в'язкості $G_{\mu 0}$, обчисленому за допомогою таблиць 1.10, 1.11.

Рис. 6.2. Валідація критерію K_μ для рамових ПКТаблиця 6.4. Значення критерію K_μ для шатунних ПК

D	ε_0	K_μ	β_p			ε_0	K_μ	β_p		
			60°C	80°C	90°C			60°C	80°C	90°C
1	0.83	0.368	0.087	0.051	0.038	0.85	0.309	0.053	0.031	0.023
2	0.80	0.459	0.057	0.032	0.024	0.82	0.398	0.034	0.020	0.014
3	0.72	0.715	0.058	0.033	0.025	0.78	0.520	0.023	0.013	0.010
4	0.65	0.964	0.275	0.161	0.120	0.72	0.715	0.140	0.082	0.061
5	0.70	0.783	0.277	0.164	0.124	0.74	0.648	0.156	0.092	0.070
6	0.59	1.207	0.123	0.069	0.050	0.66	0.926	0.063	0.035	0.025
7	0.57	1.296	0.168	0.099	0.075	0.64	1.002	0.085	0.050	0.038
8	0.50	1.649	0.170	0.099	0.074	0.58	1.251	0.076	0.044	0.033
9	0.47	1.825	0.201	0.113	0.082	0.56	1.342	0.089	0.050	0.036
10	0.45	1.953	0.272	0.152	0.110	0.55	1.390	0.121	0.068	0.049

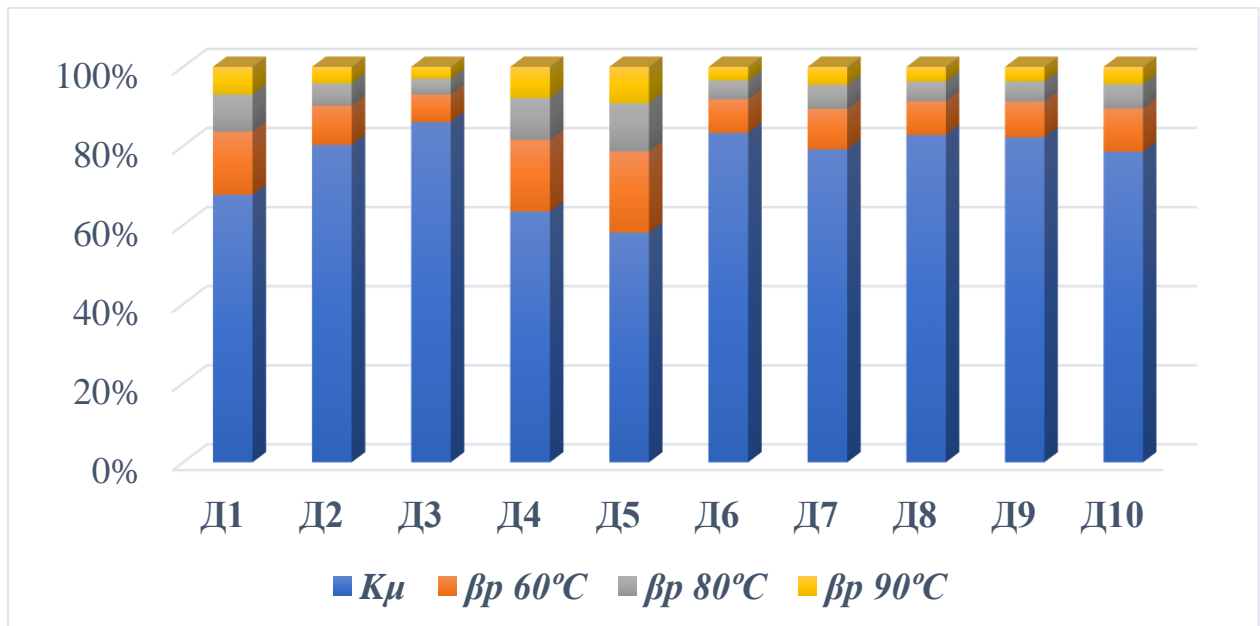


Рис. 6.3. Валідація критерію K_μ для шатунних ПК

На рисунках 6.2 і 6.3 дані таблиць 6.2 і 6.3 для наочності подані у вигляді діаграм. Наведені результати підтверджують виконання критерію (6.3) для робочих режимів рамових і шатунних ПК для двигунів $D1 - D10$ при усталених обертах при можливих значеннях температур в системі мащення і в робочій зоні. Отже, для нових мастил критерій (6.3) буде виконуватись і на етапі запуску двигуна при невеликих температурах мастил. Але зміна в'язкісних характеристик мастил із одночасним збільшення оборотів двигуна в процесі експлуатації може призвести до не виконання критерію (6.3) і, як наслідок, до необмеженого зростання гідродинамічного тиску. Це спонукає до постійного моніторингу значень коефіцієнту впливу β_p і перевірки виконання умови (6.3) в процесі експлуатації.

Аналіз отриманих результатів показує, що значення коефіцієнту впливу β_p суттєво залежать від темпері мастил у всій робочій зоні ПК, і в тому числі на вході мастил в робочу зону ПК, яка згідно таблиці 1.7, може складати $50^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}$, тому виконання умови (6.3) слід перевіряти при всіх можливих температурах в

системі мащення. Крім того, при застосуванні критерію (6.3) слід враховувати також деградацію мастил в процесі експлуатації. Це можна зробити, зокрема, ввівши уточнюючий коефіцієнт θ_1 в критерій (6.3):

$$\beta_p < \theta_1 K_\mu. \quad (6.5)$$

Значення уточнюючого коефіцієнту θ_1 може бути визначено для конкретних мастил і умов експлуатації експериментальним шляхом. Зокрема, враховуючи більше зростання кінематичної в'язкості в процесі експлуатації при менших температурах, можна допустити, що

- $\theta_1 \in (0.5; 1]$ при $T \leq 60^\circ\text{C}$
- $\theta_1 \in [1; 1.5)$ при $T > 60^\circ\text{C}$

В першому наближенні можна вважати $\theta_1 = 1$.

6.2. Критерій рідинного режиму роботи ПК по градієнту в'язкості мастил.

Критерій (6.3) дає можливість отримати *новий критерій* безпосередньо для градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0} = \xi \mu_0$ в системі мащення, який запишемо так

$$G_{\mu 0} < G_{\mu m} \quad (6.6)$$

В умові (6.6), число

$$G_{\mu m} = \frac{5K_\mu \delta_{0m}^2}{\pi n_0} \quad (6.7)$$

дозволяє визначити верхню границю значення градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ для різних режимів роботи пари ковзання і температури в робочій зоні ПК. Для

двигунів Д1 – Д10, ці значення наведені в таблиці 6.5 при різних температурах в системі мащення: 60°C, 70°C, 80°C, 85°C, 90°C, 95°C, 100°C, 120°C.

Таблиця 6.5. Значення градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ при різних T .

	$G_{\mu 0} \cdot 10^9$							
D	60°C	70°C	80°C	85°C	90°C	95°C	100°C	120°C
1	1.38864	1.07712	0.8079	0.69861	0.60312	0.52029	0.4480	0.2210
2	1.40679	1.0864	0.80704	0.69425	0.59592	0.51083	0.4886	0.2058
3	1.20524	0.931	0.6916	0.59475	0.51072	0.43769	0.3744	0.1811
4	1.47246	1.1781	0.88536	0.7662	0.66265	0.56392	0.4936	0.2855
5	1.78524	1.39046	1.08252	0.94115	0.8177	0.69993	0.6157	0.3138
6	1.00368	0.76958	0.56196	0.4788	0.40679	0.3447	0.3256	0.1391
7	1.83612	1.43108	1.08468	0.94325	0.8194	0.71148	0.6170	0.3426
8	1.48512	1.15302	0.86676	0.75	0.64844	0.56	0.4830	0.2828
9	0.87768	0.67298	0.49161	0.4188	0.35587	0.3015	0.2547	0.1161
10	1.188	0.9108	0.66528	0.5668	0.48146	0.40806	0.3448	0.1644

Для розрахунку значень параметра $G_{\mu m}$ в критерії (6.6) потрібно знати наступні параметри роботи ПК:

- максимально можливий відносний ексцентриситет ε_0 ;
- мінімально можливий відносний радіальний зазор δ_{0m} ;
- усталену частоту обертання $n_0 \left[\frac{\text{обр}}{\text{хв}} \right]$.

Значення параметра n_0 відомі для кожного типу двигунів, зокрема, в таблиці 1.6, для двигунів Д1 – Д10 наведені значення робочої і максимальної частоти обертання. В якості δ_{0m} потрібно взяти мінімально можливий відносний радіальний зазор для всіх ПК, що входять в систему мащення. Він визначається для кожного типу двигунів, наприклад, в таблиці 1.5 наведені значення відносних радіальних зазорів рамових і шатунних ПК для двигунів Д1 – Д10. Значення відносного ексцентриситету ε_0 для двигунів Д1 – Д10 можна визначити, наприклад, по таблиці 6.1. Скориставшись формулами (6.4) і (6.7), а також даними таблиць 1.5, 1.6 і 6.1 отримаємо значення критерію $G_{\mu m}$ для двигунів Д1 – Д10.

Ці значення наведені в таблиці 6.6 для рамових і шатунних ПК. На рис. 6.4 зображені діаграми значень критерію $G_{\mu m}$ і градієнтів в'язкості мастил для двигунів Д1 – Д10 при температурах 60°C, 70°C, 80°C і 90°C

Таблиця 6.6. Значення критерію $G_{\mu m}$ для ПК

Д	Рамові ПК		Шатунні ПК	
	ε_0	$G_{\mu m} \cdot 10^9$	ε_0	$G_{\mu m} \cdot 10^9$
1	0.86	2.1446	0.85	2.1931
2	0.84	2.1637	0.82	2.1988
3	0.80	2.2090	0.78	2.2025
4	0.75	2.0817	0.72	2.1457
5	0.75	2.3517	0.74	2.0134
6	0.66	1.8496	0.66	2.2300
7	0.63	2.5526	0.64	2.3538
8	0.55	2.2117	0.58	1.8462
9	0.53	2.1729	0.56	2.0934
10	0.53	2.1729	0.55	2.2815

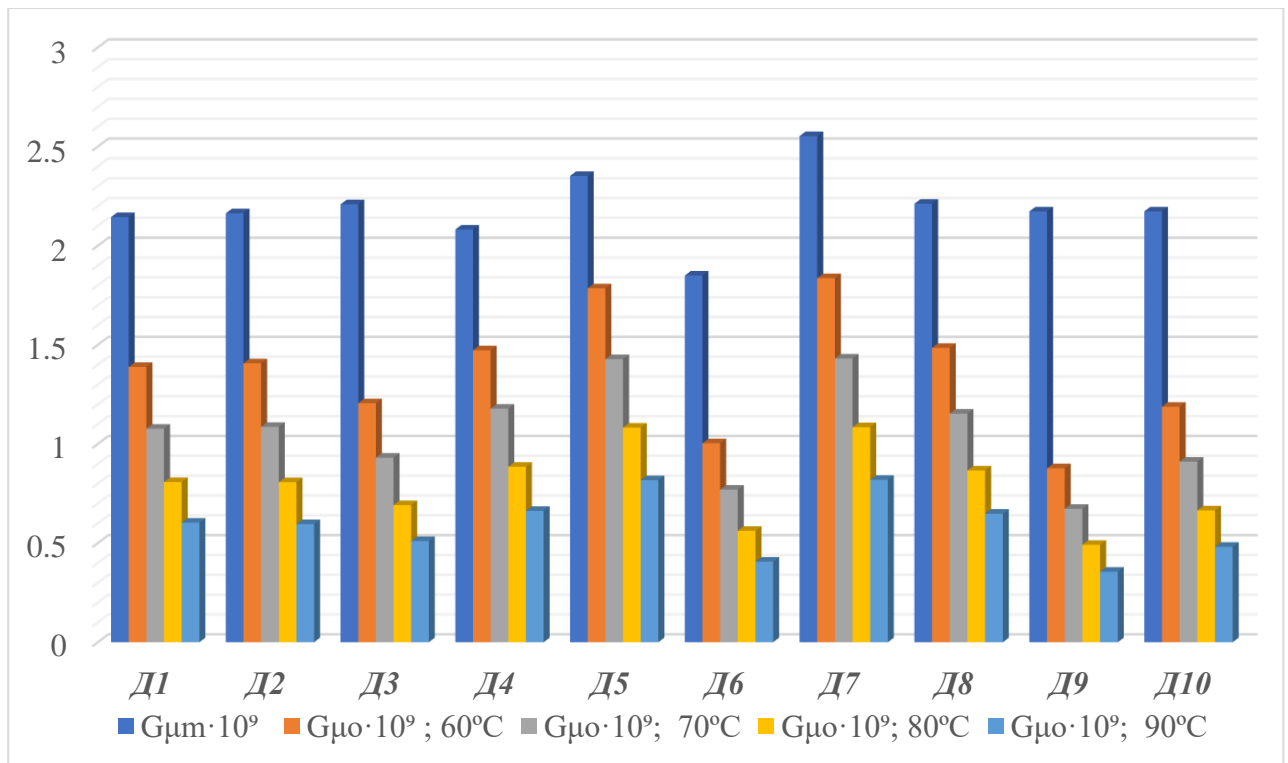


Рис. 6.4. Валідація критерію $G_{\mu m}$ для ПК двигунів Д1 – Д10.

На рис. 6.5 подані діаграми значень критерію $G_{\mu m}$ і градієнтів в'язкості мастил для двигунів $D1 - D10$ при температурах 60°C в процентних співвідношеннях.

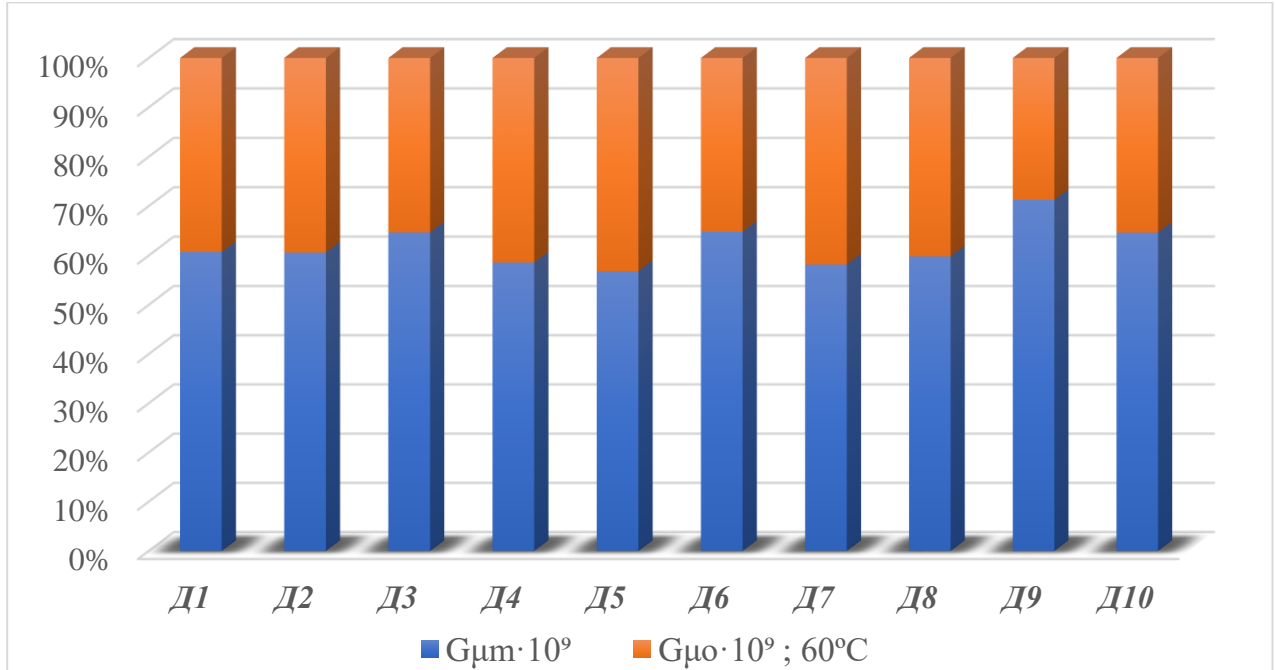


Рис. 6.5. Валідація критерію $G_{\mu m}$ для ПК двигунів $D1 - D10$ при $T = 60^\circ\text{C}$

Наведені результати показують, що градієнти в'язкості нових мастил для двигунів $D1 - D10$ задовольняють критерію (6.6) при всіх можливих температурах в системі мащення. Зокрема, при температурі 60°C для всіх розглянутих мастил градієнт в'язкості становить 50% – 70% від значення критерію $G_{\mu m}$. Для врахування деградації мастил в процесі експлуатації, як і для критерію K_{μ} , можна також ввести уточнюючий коефіцієнт θ_2 —, тоді умову (6.6), запишемо так

$$G_{\mu 0} < \theta_2 G_{\mu m} \quad (6.8)$$

Значення уточнюючого коефіцієнту θ_2 також може бути визначено для конкретних мастил і умов експлуатації експериментальним шляхом. Зокрема,

враховуючи більше зростання кінематичної в'язкості в процесі експлуатації при менших температурах, можна допустити, що

- $\theta_1 \in (0.5; 1]$ при $T \leq 60^\circ\text{C}$
- $\theta_1 \in [1; 1.5)$ при $T > 60^\circ\text{C}$

В першому наближенні можна вважати $\theta_2 = 1$.

6.3. Уточнення критерію рідинного режиму роботи ПК по мінімальній в'язкості із урахуванням неньютонівської поведінки мастил.

Критерії (6.6) і (6.8) встановлюють верхню можливу границю значень градієнта в'язкості мастил. Результати, отримані в розділі 5.3 дають можливість уточнити критерій (3.18), який визначає нижню границю значення в'язкості мастил, яка забезпечує рідинне тертя-ковзання. Дійсно, максимальне значення гідродинамічного тиску в мастильному шарі, яке присутнє у формулі (3.18) для визначення критичного значення μ_{krm} , згідно із формулою (4.16), запишемо так

$$p_{\text{max}} = p(\varphi_0) = \frac{\mu_0 \omega_0}{\delta_0^2} \tilde{p}(\varphi_0). \quad (6.9)$$

Остання формула і співвідношення (3.4) дають можливість критичне значення μ_{krm} подати так

$$\mu_{\text{krm}} = \frac{\mu_0 \tilde{p}(\varphi_0)}{[S_0]}. \quad (6.10)$$

Це дозволяє критерій (3.18) записати у вигляді

$$\frac{\mu}{\mu_0} > \tilde{\mu}_*, \quad \tilde{\mu}_* = \frac{\tilde{p}(\varphi_0)}{[S_0]}. \quad (6.11)$$

Значення параметру $\tilde{\mu}_*$ належить проміжку (0;1). Чим більше його значення, тим більша мінімальна критична в'язкість:

$$\mu_{\text{kr}} = \tilde{\mu}_* \mu_0. \quad (6.12)$$

Для забезпечення рідинного режиму роботи ПК, динамічна в'язкість мастил в процесі експлуатації не повинна бути менше критичного значення (6.12)

В критерії (6.11) $[S_0]$ – число Зомерфельда, значення якого можна визначити для конкретного ПК за допомогою отриманої в третьому розділі формули (3.16), значення максимального відносного тиску можна знайти за допомогою подання (5.20) і отриманої математичної моделі (5.24) для кута максимального тиску.

Так як μ_0 – початкова в'язкість мастила при атмосферному тиску, то критерій (6.9) встановлює мінімальне значення в'язкості мастил, яке забезпечує рідинний режим роботи ПК, при цьому безрозмірне число $\tilde{\mu}_*$ для кожного конкретного ПК визначає можливе мінімальне значення в'язкості мастил в процесі експлуатації ПК. Це число залежить:

- від відносного ексцентриситету ε_0 , значення якого для двигунів **Д1** – **Д10** можна, зокрема, знайти за таблицею 6.1;
- від коефіцієнту впливу $\beta_p = \frac{\pi G_{\mu 0} n_0}{5 \delta_0^2}$, який залежить:
 - ✓ від градієнту в'язкості мастил при атмосферному тиску $G_{\mu 0}$, (для двигунів **Д1** – **Д10** таблиця 6.4);
 - ✓ частоти обертання цапфи n_0 (для двигунів **Д1** – **Д10** таблиця 1.5);
 - ✓ відносного радіального зазору δ_0 (для двигунів **Д1** – **Д10** таблиця 1.6);
- від числа Зомерфельда $[S_0]$ (для двигунів **Д1** – **Д10** таблиця 3.4).

В таблицях 6.6 і 6.7 відповідно для рамових і шатунних ПК двигунів **Д1** – **Д10** наведенні значення критерію $\tilde{\mu}_*$ при $\delta_{01} = \min \delta_0$, $\varepsilon_{01} = \min \varepsilon_0$ і $\delta_{02} = \max \delta_0$, $\varepsilon_{02} = \max \varepsilon_0$ при температурах 60°C, 80°C, 90°C і 100°C.

Данні в таблицях 6.7 і 6.8 показують в скільки разів в процесі експлуатації може зменшитись динамічна в'язкість при різних температурах, щоб ПК працював у рідинному режимі тертя-ковзання. Не важко помітити, що для

більших температур можливе критичне зменшення в'язкості буде меншим. Для більших значень відносного радіального зазору і відносного ексцентриситету критичне значення $\mu_{кр}$ динамічної в'язкості буде більшим. Також дещо більшим критичне значення $\mu_{кр}$ виявляється для шатунних ПК. При цьому слід зауважити, що для кожного двигуна слід вибирати максимально можливе значення для температур в робочій зоні, яке спостерігається саме для шатунних ПК.

Таблиця 6.7. Значення критерію $\tilde{\mu}_*$ для рамових ПК

Д	$\delta_{01}; \varepsilon_{01}$				$\delta_{02}; \varepsilon_{02}$			
	60°C	80°C	90°C	100°C	60°C	80°C	90°C	100°C
1	0.579	0.541	0.530	0.521	0.717	0.680	0.669	0.661
2	0.685	0.657	0.649	0.644	0.803	0.778	0.771	0.767
3	0.629	0.614	0.609	0.605	0.724	0.711	0.708	0.704
4	0.695	0.618	0.598	0.583	0.847	0.784	0.767	0.753
5	0.624	0.576	0.563	0.553	0.805	0.756	0.742	0.731
6	0.805	0.769	0.758	0.752	0.773	0.754	0.748	0.744
7	0.806	0.780	0.773	0.766	0.781	0.766	0.762	0.758
8	0.802	0.778	0.771	0.765	0.742	0.731	0.728	0.725
9	0.780	0.749	0.740	0.732	0.709	0.696	0.692	0.688
10	0.808	0.763	0.750	0.740	0.721	0.702	0.696	0.692

Таблиця 6.8. Значення критерію $\tilde{\mu}_*$ для шатунних ПК

Д	$\delta_{01}; \varepsilon_{01}$				$\delta_{02}; \varepsilon_{02}$			
	60°C	80°C	90°C	100°C	60°C	80°C	90°C	100°C
1	0.745	0.719	0.712	0.705	0.769	0.750	0.745	0.740
2	0.773	0.758	0.753	0.750	0.767	0.757	0.753	0.752
3	0.733	0.724	0.721	0.719	0.775	0.770	0.768	0.767
4	0.701	0.675	0.667	0.660	0.759	0.740	0.734	0.729
5	0.789	0.757	0.747	0.739	0.773	0.751	0.745	0.739
6	0.793	0.779	0.775	0.772	0.794	0.784	0.782	0.780
7	0.795	0.784	0.781	0.778	0.782	0.775	0.773	0.771
8	0.799	0.789	0.786	0.783	0.751	0.746	0.744	0.743
9	0.781	0.766	0.761	0.757	0.742	0.734	0.731	0.729
10	0.742	0.723	0.718	0.713	0.723	0.712	0.708	0.705

Для наочності на рисунку 6.5 подані значення критерію $\tilde{\mu}_*$ для двигунів Д1 – Д10 при температурах 60°C, 80°C, 90°C.

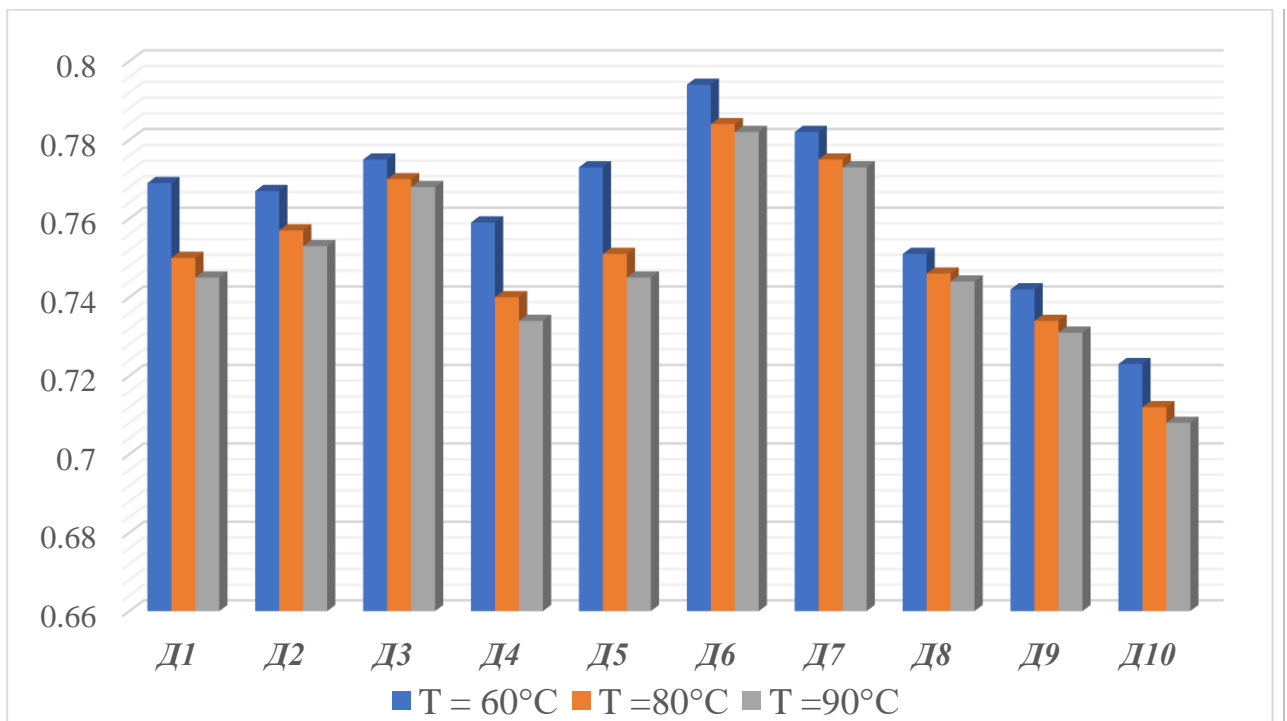


Рис. 6.6. Валідація критерію $\tilde{\mu}_*$ для двигунів Д1 – Д10.

Згідно наведеної діаграми, для розглянутих основних типів суднових двигунів Д1 – Д10, значення допустимої мінімальної динамічної в'язкості в процесі експлуатації при температурі 60°C складає 72% - 79% від початкового значення, при температурі 80°C – 71%-78% і при температурі 90°C – 70%-79%.

Отже, для основних суднових двигунів динамічна в'язкість в процесі експлуатації не може зменшуватись більше ніж на 25% для забезпечення рідинного режиму роботи ПК.

6.4. Експериментальні дослідження поведінки градієнту в'язкості мастил в процесі експлуатації суднових дизелів.

Для верифікації запропонованих критеріїв моніторингу роботи ПК проведено серія експериментальних досліджень поведінки градієнту в'язкості

мастил в процесі експлуатації для двох судових двигунів Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7 і Hyundai HiMSEN H21/32 газозовів типу «GAZ FRATERNITY», основні параметри яких наведені в таблиці 6.9

Таблиця 6.9. Основні параметри двигунів і мастил

Параметри	Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7	Hyundai HiMSEN H21/32
Тип	ГД, двотактний	ДД чотиритактний
Оберти, n	120 – 127 об/хв	720 – 750 об/хв
$\delta_0 \cdot 10^3$	0.6 – 1.28	0.35 – 1.3
ε_0	0.72 – 0.80	0.4 – 0.65
Мастило	Mobilgard™ 300 C	Mobilgard™ 415
ν [сСт] 50°C/70°C	66.35/29.38	85.3 /36.87
ρ $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$ $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right]$ 50°C/70°C	842/827.6	883.6/876.7
μ_0 [мПа·с] 50°C/70°C	55.87/24.32	75.37/32.32
$\xi \cdot 10^8$ [Па ⁻¹] 50°C	3.4	3.43
TBN, [mgKOH/g]	12	20

Скориставшись формулою (6.7), а також даними таблиць 6.1 і 6.8, для двигунів і мастил, задіяних в експериментальних досліджень, визначимо значення критеріїв K_μ і $G_{\mu\text{м}}$, ці значення наведені в таблиці 6.10. В цій же таблиці наведенні уточнюючі коефіцієнти θ_1 і θ_2 критеріїв (6.5) і (6.8), значення яких отримані в наступних розділах 6.4.2 і 6.4.3.

Таблиця 6.10. Значення критеріїв K_μ і $G_{\mu\text{м}}$ для двигунів і мастил

Двигун	Мастило	K_μ	$G_{\mu\text{м}} \cdot 10^9$	θ_1	θ_2
Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7	Mobilgard™ 300	0.4386	2.2025	0.55008	0.49419
Hyundai HiMSEN H21/32	Mobilgard™ 415	0.9786	3.7847	0.41527	0.38508

Аналіз результатів попереднього розділу показує, що для критеріїв 6.3 і 6.5, згідно діаграмам 6.2 – 6.5, найбільш критичними виявляються показники при менших температурах. Що стосується критерію (6.11), то згідно діаграмі 6.6, критичні значення для усіх температур знаходяться приблизно на одному рівні.

Оскільки, згідно таблиці 1.7, мінімальна температура в системі мащення дорівнює приблизно 50°C, а температура мастил на вході в робочу зону ПК знаходиться приблизно на рівні 70°C, тому основні характеристики масла визначались саме при цих температурах: 50°C і 70°C.

Параметром мастил, який визначався в процесі експлуатації була кінематична в'язкість ν , вимірювання якої проводилось за допомогою портативного віскозиметра «ViscoScope VA-300» із основними характеристиками:

- Діапазон вимірювань: 1 - 5000 мм²/с
- Робочий температурний діапазон: до 150°C
- Принцип роботи: вібраційний метод
- Час вимірювання: менше 1 хвилини

Вимірювання проводилося шляхом занурення сенсорного елемента приладу у пробу мастила, що підтримувалася при контрольованій температурі (50°C і 70°C). Віскозиметр аналізував зміну резонансної частоти вібрації, що дозволяло точно визначити в'язкість мастила без необхідності складної підготовки проб.

Для експрес аналізу в'язкості мастил також використовувався «Unitor Viscosity Comparator Stick» – офіційний портативний вимірювач в'язкості від компанії Unitor, який застосовується для швидкого аналізу в'язкості мастила без потреби в лабораторному обладнанні. Прилад має дві вимірювальні камери. Одна заповнюється новим еталонним мастилом. Друга – пробою мастила з двигуна. Прилад нахиляється під кутом 90°, і рідини починають стікати через спеціальні канали. В'язкість оцінюється за швидкістю переміщення рідин:

- якщо використане мастило рухається швидше, його в'язкість зменшилася.
- якщо повільніше – збільшилася через накопичення частинок або окислення

Поєднання портативного віскозиметра ViscoScore VA-300 та ручного приладу Unitor Viscosity Stick дозволяє отримати як точні лабораторні, так і швидкі результати в умовах експлуатації судна.

Для моніторингу градієнту в'язкості мастил потрібно постійне визначення динамічної в'язкості μ_0 судових мастил при атмосферному тиску, яка обчислювалась за допомогою кінематичної в'язкості ν і густини ρ мастил по формулі

$$\mu_0 = \nu \cdot \rho \quad (6.13)$$

Густина ρ , яка залежить від кінематичної в'язкості, також може змінюється в процесі експлуатації. Але, як показують дослідження [150 – 152], навіть при збільшенні кінематичної в'язкості в два рази, ці зміни не перевищують 1%, тому при визначенні динамічної в'язкості густину у формулі (6.13) для кожного значення температури густину ρ можна вважати сталою (див. табл. 6.9).

6.4.1. Дослідження факторів, які призводять до зміни в'язкісних характеристик моторних мастил в процесі експлуатації судових двигунів.

Одночасно із дослідженням зміни градієнту в'язкості G_{μ_0} мастил і значень коефіцієнта впливу β_p , в процесі експлуатації двох судових двигунів:

- головного Hyundai – MAN B&W 6S50MC-C7, системне мастило Mobilgard™ 300 C;
- допоміжного Hyundai HiMSEN H21/32, мастило Mobilgard™ 415;

для кожного із мастил визначалось наявність домішок і забруднень, а також зміна лужного числа (TBN — Total Base Number). Дослідження відбувалось в берегових

лабораторіях портів «Kalamata», Греція і «Brindisi», «Livorno», Італія. В таблицях 6.11 і 6.12 наведені дані хімічного аналізу відповідно для мастил Mobilgard™ 300 С і Mobilgard™ 415, які проводились через кожні 10 днів на протязі експериментальних досліджень роботи відповідних двигунів.

Таблиця 6.11. Аналіз мастил Mobilgard™ 300 С в процесі експлуатації головного двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

t [годин]	TBN [мг КОН/г]	Елем. зносу (Fe, Cu, Al, Ni.) [ppm=мг/кг]	Елем. забруд. (V, Si, Na, S) [ppm]	Сажа (%)	Вода (%)
240	10	20	15	0.03	<0.1
480	8	70	95	0.05	0.2
720	7	120	110	0.06	0.3
960	4	140	125	0.11	0.5

Таблиця 6.12. Аналіз мастил Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації допоміжного двигуна Hyundai HiMSEN H21/32

t (годин)	TBN [мг КОН/г]	Елем. зносу (Fe, Cu, Al, Ni.) [ppm=мг/кг]	Елем. забруд. (V, Si, Na, S) [ppm]	Сажа (%)	Вода (%)
240	17	15	10	1.5	<0.15
480	15	65	50	2.1	0.25
720	12	115	95	3.15	0.4
960	8	135	118	4.1	0.6

Результати лабораторних досліджень обох мастил показали, що із збільшенням часу експлуатації двигунів збільшується кількість домішок в обох мастилах, і тих що виникають в результаті зносу і тих що потрапляють в результаті контамінацій (потрапляння і утворення сторонніх речовин). Децю більшою вказана концентрація виявилась в результаті експлуатації головного двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7, що пояснюється, насамперед, більшим тиском в робочій зоні ПК. Стосовно сажі і води, то тут значно більша концентрація виявилась в мастилі Mobilgard™ 415 при експлуатації допоміжного двигуна Hyundai HiMSEN H21/32. Це пояснюється тим, що в чотиритактних допоміжних двигунах і для змащення циліндрів і ПК використовується одне й те

саме мастило, в нашому випадку Mobilgard™ 415, що і обумовлює попадання в мастила більшої кількості продуктів згорання і конденсату, пов'язаного із більшим перепадом температур. Збільшення вказаних домішок призводить до збільшення кінематичної і динамічної в'язкості для обох мастил.

Різниця в умовах експлуатації головного двотактного двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7 і допоміжного чотиритактного двигуна Hyundai HiMSEN H21/32 обумовлює також різні значення лужних чисел (TBN) в нових мастилах. Так для мастила Mobilgard™ 300 С, TBN=12 [мг КОН/г], для мастила Mobilgard™ 415 TBN=20 [мг КОН/г]. Із збільшенням годин роботи двигунів для обох мастил значення TBN зменшувались і в кінці контрольного часу забору проб (960 годин) для мастила Mobilgard™ 300 С склали 4 [мг КОН/г] (33% від початкового значення), для мастила Mobilgard™ 415 склали 8 [мг КОН/г] (40% від початкового значення). Зменшення TBN обох мастил у процесі експлуатації суднових дизелів, свідчить про зниження здатності мастила нейтралізувати кислоти, що утворюються під час згорання палива, високого тиску і температури в робочій зоні ПК. Для допоміжного двигуна Hyundai HiMSEN H21/32 це насамперед сірчані кислоти, яка пов'язана із наявністю сірки в пальному. Для системних мастил головного двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7 можуть привалювати органічні, азотні та карбонові кислоти, які утворюються в наслідок хімічних реакцій органічних компонент мастил при високих тисках і температурах в робочій зоні ПК. Збільшення концентрації кислот також призводить до збільшення кінематичної і динамічної в'язкості мастил.

Отримані результати узгоджуються із результатами інших теоретичних і експериментальних досліджень в цьому напрямку, зокрема, роботами [153 – 156]. Узагальнюючи ці результати, можна отримати загальну тенденцію зміни складу мастил в процесі експлуатації суднових двигунів, ці дані наведені в таблиці 6.13. Наведені там кількісні оцінки є наближеними і можуть варіюватися залежно від

конкретного типу мастила та умов експлуатації, але вони дають можливість прогнозувати зміну якісних характеристик мастил в процесі експлуатації.

Таблиця 6.13. Загальна тенденція зміни складу мастил судових двигунів в процесі експлуатації.

t (годин)	50	100	500	750	1000
TBN [мг КОН/г] ↓	(5–10)%	(10–20)%	(30–50)%	(50–60)%	(60–80)%
Елем. зносу і забруд. (Fe, Cu, Al, Ni, V, Si, Na, S) [ppm]	10–30	30–50	80–150	150–250	250–400
Сажа [%] ↑	0.001–0.1	0.01–2.0	0.05–2.5	0.06–4,2	0.15–8%
Вода [%] ↑	<0.1%	<0.1%	0.1–0.3%	0.3–0.5%	0.5–1%

Отже, підсумовуючи отримані результати і аналізуючи відомі данні, можна навести наступні фактори, які впливають на значення кінематичної і динамічної в'язкості мастил в процесі експлуатації судових двигунів.

1. **Температура:** зміна температури на 10°C може змінити в'язкість мастила на 10-15%.
2. **Окислення:** з часом мастило окислюється під дією кисню, що призводить до зміни його хімічного складу і в'язкості. Окислення прискорюється при високих температурах і в присутності металевих каталізаторів, уже після 100 годин, в'язкість мастила може зростати на 10-15%.
3. **Контамінація:** потрапляння сторонніх речовин (пилу, води, продуктів згоряння) в мастило може змінювати його в'язкість. Зокрема:
 - потрапляння води (1-2%): може збільшити в'язкість на 10-20%.
 - потрапляння палива (1-2%): може зменшити в'язкість на 5-10%.
 - потрапляння інших забруднюючих домішок (V, Si, Na, S) може збільшити в'язкість мастил на 20-30%
4. **Розкладання присадок.** Присадки, які додаються до мастила для поліпшення його властивостей, з часом розкладаються або реагують з

іншими компонентами, що впливає на в'язкість 3 часом може збільшити в'язкість на 5-15%.

5. **Знос:** Механічний знос може збільшити в'язкість на 10-30%. Зокрема металеві домішки, які з'являються через знос деталей двигуна і зазвичай зростають лінійно з часом, мають наступну тенденцію до накопичення:

- Після 50 годин: незначне збільшення (метали <10 ppm).
- Після 75 годин: до 15 ppm.
- Після 100 годин: помірне зростання (метали 10-20 ppm).
- Після 500 годин: значне зростання (метали 50-100 ppm).
- Після 750 годин: 75-150 ppm.
- Після 1000 годин: високі рівні (метали 100-200 ppm або більше).

6. **Тиск:** високий тиск може збільшити в'язкість на кілька відсотків.

Часові рамки зміни в'язкості мастил і відсоток цих змін можуть суттєво варіюватися залежно від умов експлуатації, типу мастила та інших факторів. Ось деякі загальні орієнтири:

1. **Початковий період (0-100 годин експлуатації):**

- Змішування з паливом та потрапляння конденсату можуть призвести до зміни в'язкості на 1-6%.
- У цьому періоді в'язкість може залишатися відносно стабільною, якщо немає значного забруднення або змішування з паливом.

2. **Середній період (100-500 годин експлуатації):**

- Окислення мастила та розкладання присадок можуть призвести до зростання в'язкості на 10-20%.

- Поступове накопичення забруднень може впливати на в'язкість, зазвичай збільшуючи її на 10-25%.

3. Кінцевий період (500-1000 годин експлуатації і більше):

- Значне зношування мастила, накопичення продуктів зносу і окислення можуть призвести до збільшення в'язкості на 30-50% і більше.
- У цей період важливо здійснювати регулярні аналізи мастила для виявлення критичних змін в'язкості та заміни мастила за необхідності.

Отримані в цьому розділі результати показують, що в процесі експлуатації відбувається постійна зміна кінематичної і динамічної в'язкості мастил, що обумовлює необхідність постійного моніторингу значень градієнту в'язкості $G_{\mu 0}$ мастил і коефіцієнту впливу β_p і перевірки критеріїв (6.3) і (6.6).

6.4.2. Експериментальні дослідження поведінки градієнту в'язкості мастил Mobilgard™ 300 C в умовах експлуатації головного суднового дизеля Hyundai - MAN B&W 6S50MC-C7

Рекомендований час без заміни мастил для цього типу двигунів при використанні мастил Mobilgard™ 300 C в системі мащення складає 1100 – 1500 годин. Тому в ході проведення експерименту для визначення поведінки градієнту мастил Mobilgard™ 300 C відбирались проби мастил через проміжки часу: 25, 50, 75, 100, 500, 750, 1100 годин. На першому етапі експериментальних досліджень визначалась кінематична в'язкість проби мастил і за допомогою формул (6.13) обчислювались динамічна в'язкість мастил μ_0 при атмосферному тиску і температурі 50°C і 70°C. В таблиці 6.14 наведені значення вказаних

характеристик мастил, а на діаграмах рисунків 6.7 – 6.8 показано, як змінювались відповідно кінематична ν і динамічна μ_0 в'язкості в процесі експлуатації.

Таблиця 6.14. Зміна в'язкості і густини мастил Mobilgard™ 300 С в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

t год	ν [сСт]		$\nu, \% \uparrow$		$\mu_0 \cdot 10^3$ [Па·с]	
	$T=50^\circ\text{C}$	$T=70^\circ\text{C}$	$T=50^\circ\text{C}$	$T=70^\circ\text{C}$	$T=50^\circ\text{C}$	$T=70^\circ\text{C}$
0	66.35	29.38	100.00	100.00	55.867	24.315
25	68.85	30.10	103.77	102.45	57.972	24.911
50	72.25	31.14	108.89	105.99	60.835	25.771
75	76.67	33.05	115.55	112.49	64.556	27.352
100	80.12	34.24	120.75	116.54	67.461	28.337
500	85.78	36.11	129.28	122.91	72.227	29.885
750	88.55	38.52	133.46	131.11	74.559	31.879
1100	94.11	41.10	141.84	139.89	79.241	34.014

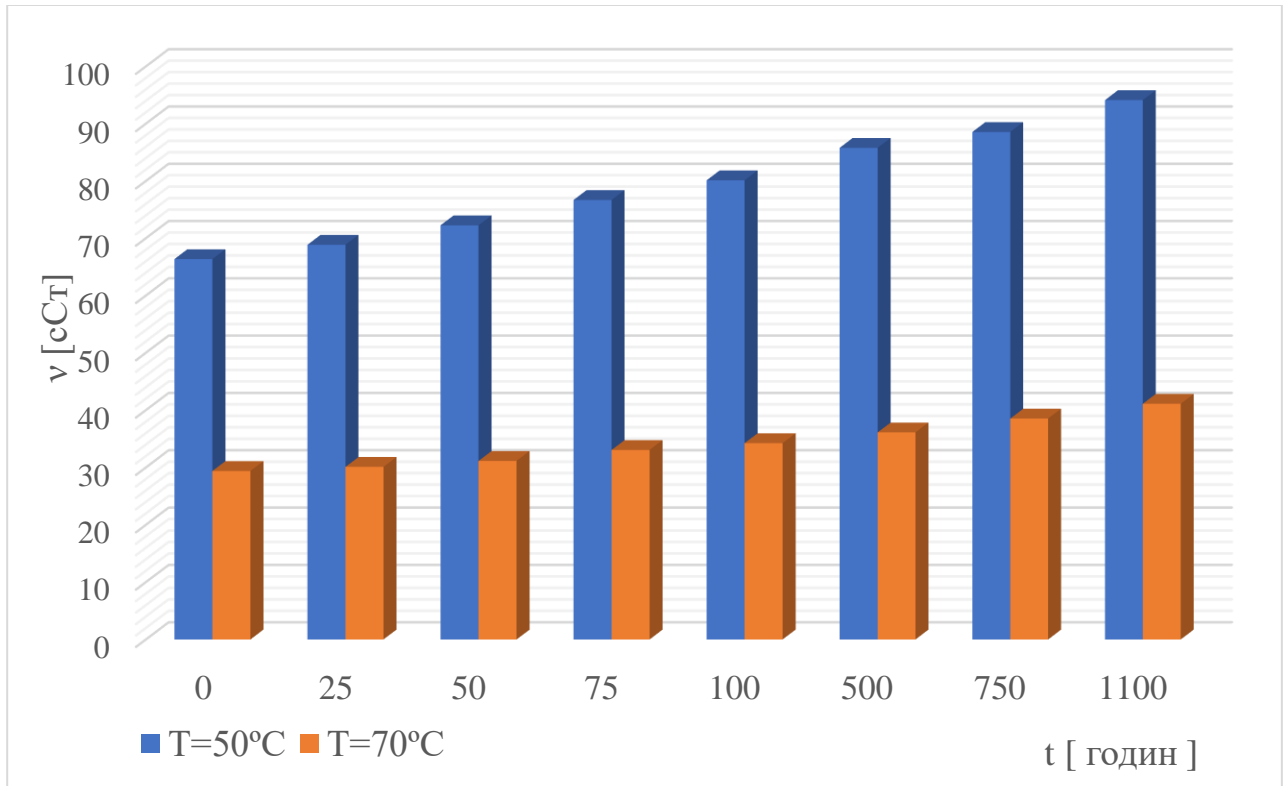


Рис. 6.7. Зміна кінематичної в'язкості ν мастил Mobilgard™ 300 С в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

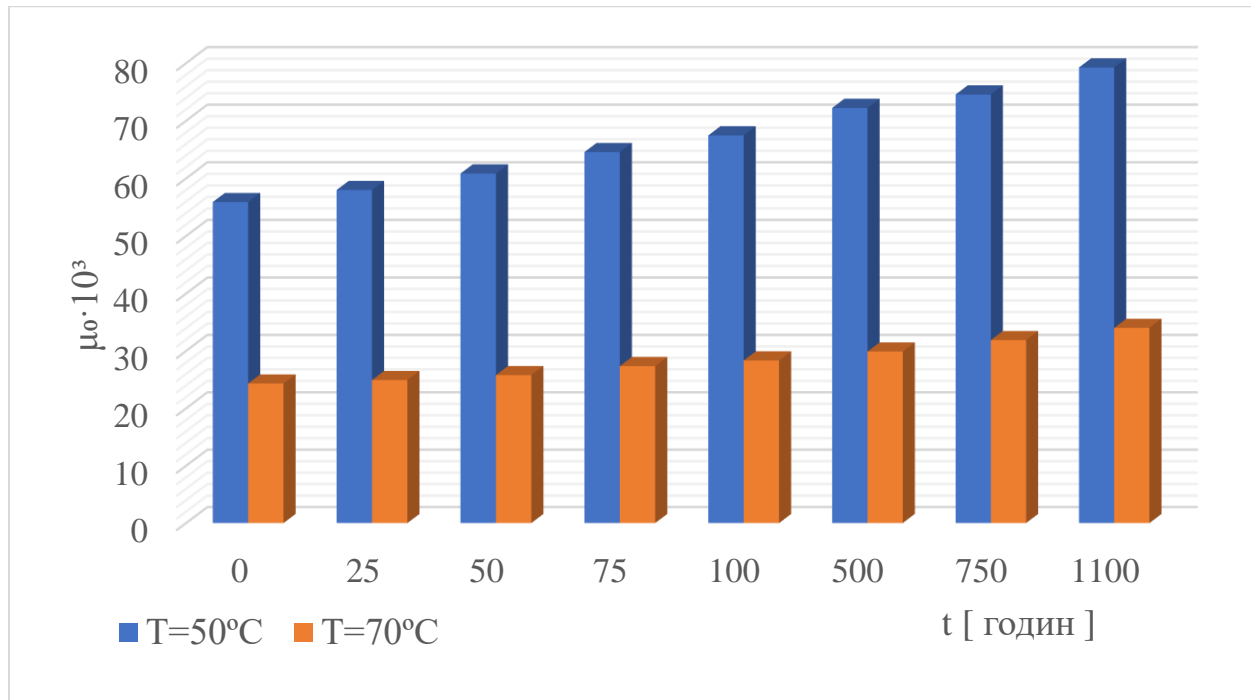


Рис. 6.8. Зміна динамічної μ_0 в'язкості мастил Mobilgard™ 300 C в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

Отже, згідно отриманим результатам, кінематична і динамічна в'язкості зростають в процесі експлуатації, в кінці спостережень при 1100 годинах експлуатації зростання досягло майже 42%. Зокрема, кінематична в'язкість після 500 годин роботи при температурі 50°C зросла на 29.28% а при температурі 70°C на 22.91%, тобто різниця в зміні в'язкості склала майже 7%. При подальшій експлуатації ця різниця зменшувалась, так при 1100 годинах експлуатації склала кінематична в'язкість збільшилась майже на 42% при температурі 50°C і майже на 40% при температурі 70°C, тобто різниця в зміні в'язкості склала 2%. Така ж закономірність спостерігається і для динамічної в'язкості.

Далі, скориставшись цими результатними, даними таблиці 6.8 і формулою (5.16), визначимо як змінюється градієнт в'язкості $G_{\mu_0} = \xi \mu_0$ і коефіцієнт впливу β_p при температурах 50°C і 70°C в процесі експлуатації. В таблиці 6.12 і діаграмах рисунків 6.9 і 6.10 показано, як змінюється параметри G_{μ_0} і β_p мастила

Mobilgard™ 300 C в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

Таблиця 6.15. Зміна градієнту в'язкості і коефіцієнту впливу мастил Mobilgard™ 300 C в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

t ГОД	$G_{\mu 0} \cdot 10^9$		$G_{\mu 0}(t) / G_{\mu 0} \cdot 100\%$		β_p		$\beta_p(t) / \beta_p \cdot 100\%$	
	50°C	70°C	50°C	70°C	50°C	70°C	50°C	70°C
0	1.8995	0.7781	100.00	100.00	0.42103	0.172466	100.00	100.00
25	1.9710	0.7971	103.77	102.45	0.436894	0.176692	103.77	102.45
50	2.0684	0.8247	108.89	105.99	0.458469	0.182797	108.89	105.99
75	2.1949	0.8753	115.55	112.49	0.486516	0.19401	115.55	112.49
100	2.2937	0.9068	120.75	116.54	0.508409	0.200995	120.75	116.54
500	2.4557	0.9563	129.28	122.90	0.544325	0.211972	129.28	122.90
750	2.5350	1.0201	133.46	131.11	0.561902	0.226119	133.46	131.11
1100	2.6942	1.0885	141.84	139.89	0.597184	0.241264	141.84	139.89

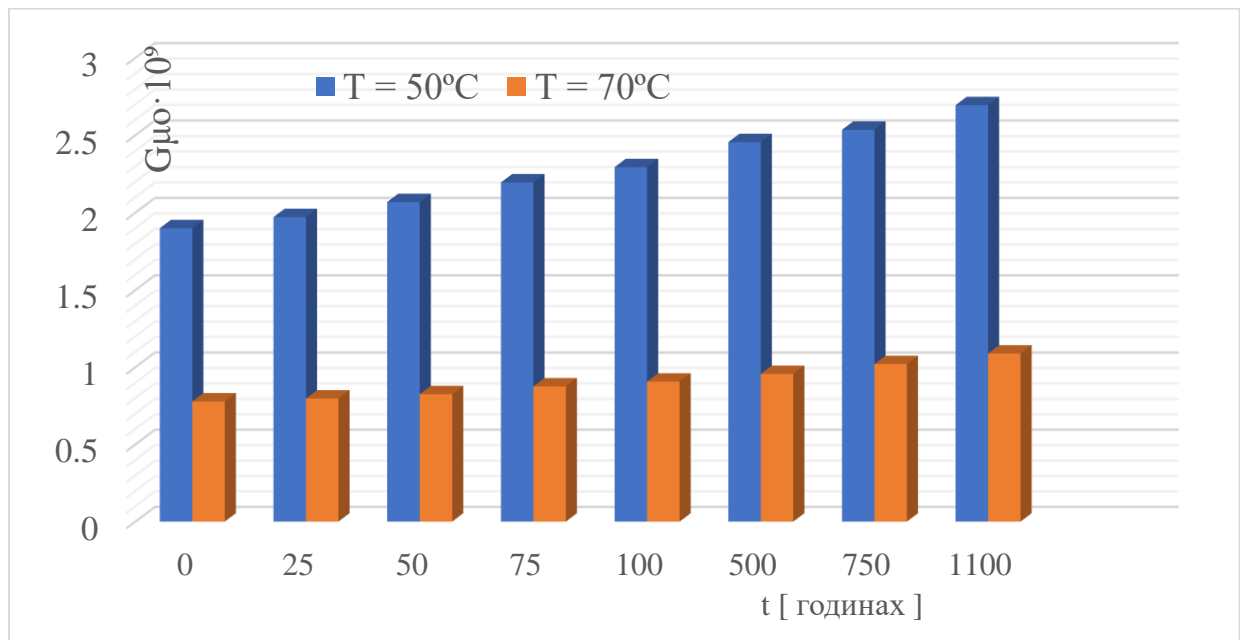


Рис. 6.9. Зміна градієнту в'язкості $G_{\mu 0}$ мастил Mobilgard™ 300 C в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

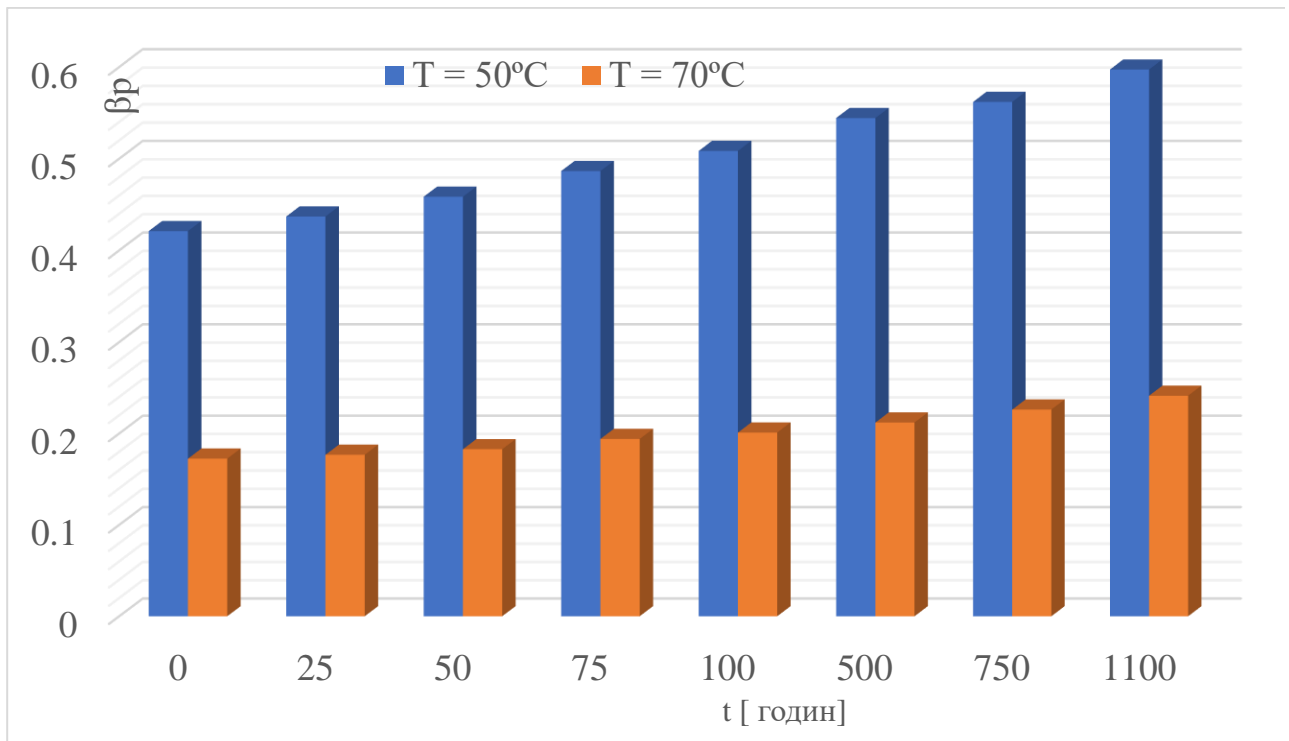


Рис. 6.10. Зміна коефіцієнту впливу β_p для мастил Mobilgard™ 300 C в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

Результати досліджень свідчать, що в процесі експлуатації градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ і коефіцієнт впливу β_p зростають. Зокрема, при 500 годинах експлуатації градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ і коефіцієнт впливу β_p при температурі 50°C зросли на 29%; при температурі 70°C зросли майже на 23%. В кінці експерименту при 1100 годинах експлуатації зростання склало майже 42% при 50°C і майже 40% при температурі 70°C . Ці закономірності поведінки параметрів $G_{\mu 0}$ і β_p узгоджуються із закономірностями поведінки кінематичної в'язкості.

Отримані результати дозволили перейти до перевірки виконання критеріїв (6.3) і (6.6). Слід зауважити, що ці критерії отримані для процесів, що відбуваються в робочій зоні, де температура, згідно таблиці 1.7, для рамових ПК складає $80^\circ\text{C} - 95^\circ\text{C}$, для шатунних ПК складає $75^\circ\text{C} - 90^\circ\text{C}$. Отже, температуру 50°C можна розглядати, як критичний випадок, який можливий тільки на початковому достатньо короткому (до 2 годин) етапі при запуску двигуна.

Температуру 70°C можна розглядати як мінімально можливу температуру в робочій зоні ПК, тому саме ця температура вибиралась для перевірки виконання критеріїв (6.3) і (6.6). В таблиці 6.16 і діаграмах рис. 6.13 показано, як змінюється значення градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ і коефіцієнту впливу β_p відносно критеріїв $G_{\mu m}$ і K_{μ} відповідно.

Таблиця 6.16. Валідація критеріїв K_{μ} і $G_{\mu m}$ для мастил Mobilgard™ 300 C в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

t год	$G_{\mu 0}/G_{\mu m} \cdot 100\%$		$\beta_p/K_{\mu} \cdot 100\%$		$G_{\mu 0}/\theta_2 G_{\mu m} \cdot 100\%$	$\beta_p/\theta_1 K_{\mu} \cdot 100\%$
	50°C	70°C	50°C	70°C	70°C	70°C
0	86.24	35.33	95.99	39.32	71.48	71.48
25	89.49	36.19	99.61	40.29	73.24	73.24
50	93.91	37.44	104.53	41.68	75.77	75.77
75	99.66	39.74	110.92	44.23	80.41	80.41
100	104.14	41.17	115.92	45.83	83.31	83.31
500	111.50	43.24	124.11	48.33	87.86	87.86
750	115.10	46.32	128.11	51.55	93.72	93.72
1100	122.32	49.42	136.16	55.01	100.00	100.00

Отримані результати показують, що при температурі 50°C, критерій (6.6) виконується лише до 75 годин роботи двигуна, а критерій (6.3) виконується лише до 25 годин експлуатації. Але цього цілком достатньо, оскільки після 25 годин роботи температура в робочій зоні ПК знаходиться в межах 70°C – 95°C. При валідації критеріїв $G_{\mu m}$ і K_{μ} при температурі 70°C спостерігається наступна закономірність: значення градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ становить 43.24% від критерія $G_{\mu m}$ при 500 годинах роботи, при цьому значення коефіцієнта впливу β_p складає 48.33%. При 1100 годинах експлуатації ця різниця складає 49.42% і 55.01% відповідно.

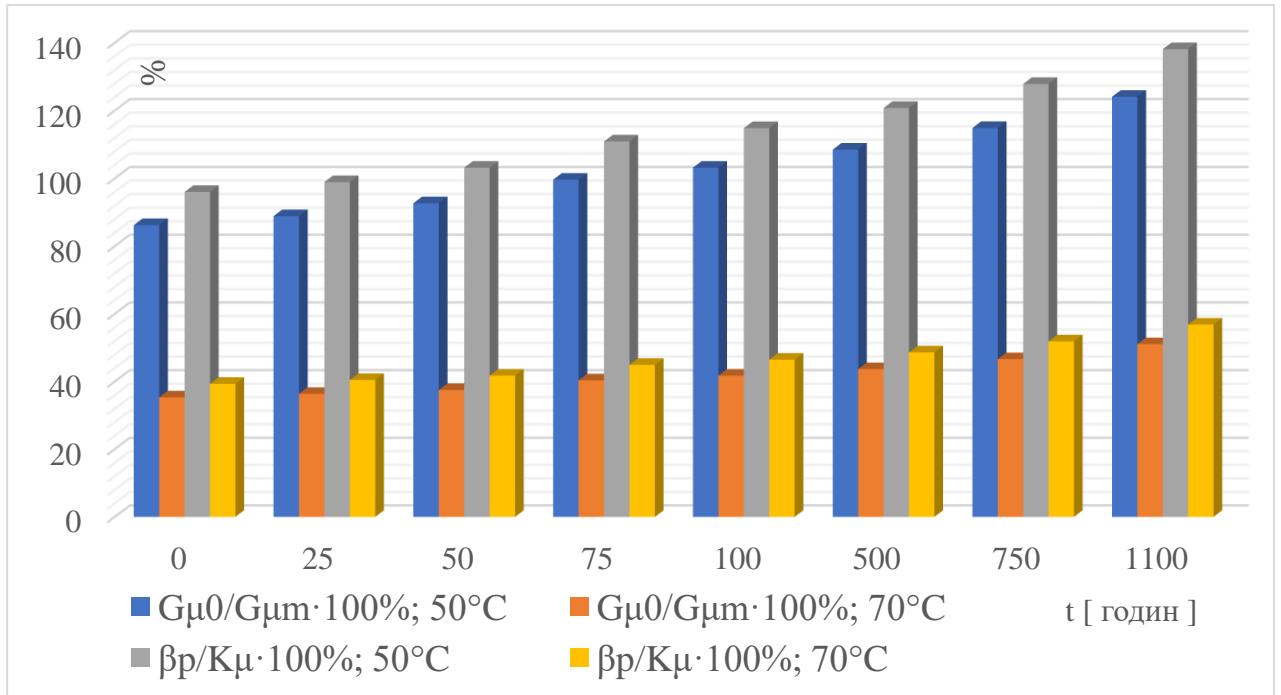


Рис. 6.11. Валідація критеріїв K_{μ} і $G_{\mu m}$ для мастил Mobilgard™ 300 С в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

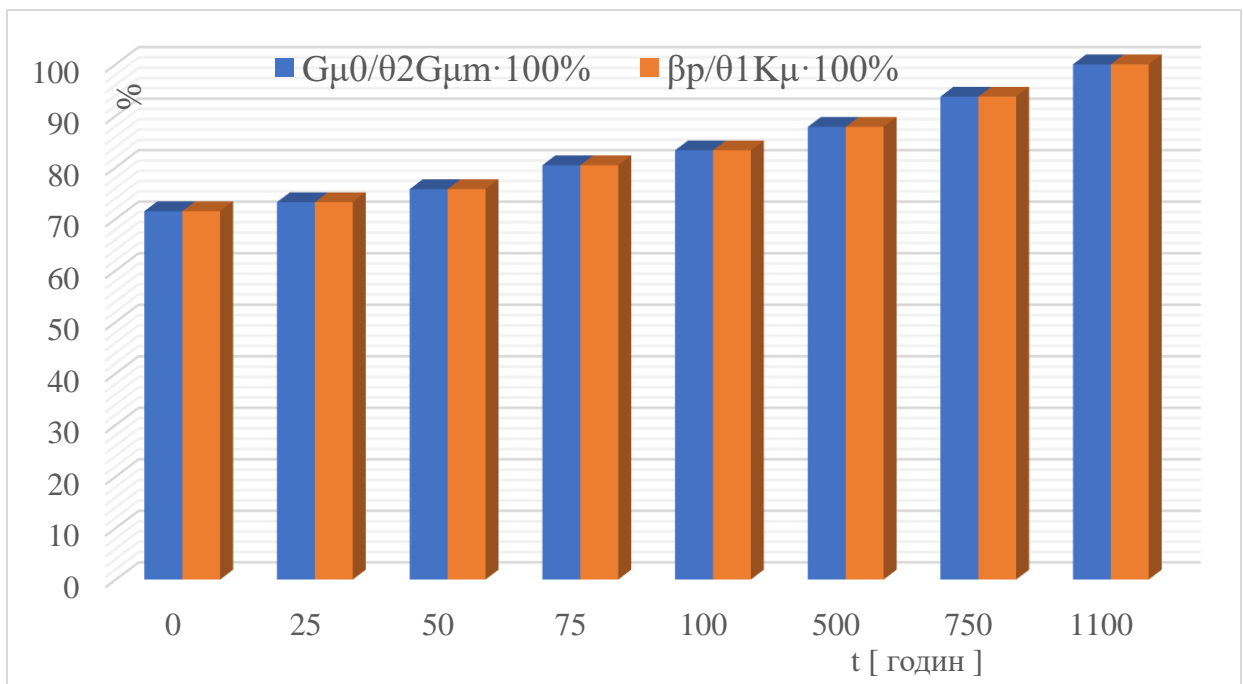


Рис. 6.12. Валідація критеріїв уточнених K_{μ} і $G_{\mu m}$ для мастил Mobilgard™ 300 С в процесі експлуатації двигуна Hyundai -MAN B&W 6S50MC-C7

Рекомендації виробника і аналіз складу мастил Mobilgard™ 300 С після 960 годин експлуатації, який проведено в розділі 6.4.1, показують, що подальше

використання мастил є не доцільним і рекомендована його заміна. Отже, значення параметрів $G_{\mu 0} = 1.0885$ і $\beta_p = 0.241264$ при температурі 70°C можна вважати критичними для мастила Mobilgard™ 300 C при експлуатації двигуна Hyundai - MAN B&W 6S50MC-C7. Це дає можливість уточнити критерії (6.3) і (6.6), тобто перейти до критеріїв (6.5) і (6.8) і визначити параметри $\theta_1 = 0.55008$ і $\theta_2 = 0.494193$. В таблиці 6.13 і діаграмі на рисунку 6.14 подана валідація уточнених критеріїв (6.5) і (6.8) при температурі 70°C . Отримані результати показують, що для уточнених критеріїв процентне збільшення значень градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ і коефіцієнту впливу β_p відбувається однаково.

6.4.3. Експериментальні дослідження поведінки градієнту мастил Mobilgard™ 430 в умовах експлуатації допоміжного суднового дизеля Hyundai NiMSEN H21/32

Рекомендований час без заміни мастил для цього типу двигунів при використанні мастил Mobilgard™ 430 в системі мащення складає 1000 – 1200 годин. Тому в ході проведення експерименту для визначення поведінки градієнту мастил Mobilgard™ 430 відбирались проби мастил через проміжки часу: 25, 50, 75, 100, 500, 750, 950 годин. На першому етапі експериментальних досліджень визначалась кінетична в'язкість ν проб мастил і за допомогою формули (6.13) динамічна в'язкість мастил μ_0 при атмосферному тиску і температурі 50°C і 70°C . В таблиці 6.17 наведені значення вказаних характеристик мастил, а на діаграмах рисунків 6.15 – 6.16 показано, як змінювались кінематична і динамічна в'язкість в процесі експлуатації. Згідно із отриманими результатами, спостерігається зростання кінематичної і динамічна в'язкості. Зокрема, після 500 годин експлуатації кінематична в'язкість при температурі 50°C зросла на 36.27%, а при температурі 70°C зросла на 30.22%, тобто різниця склала 6.05%. При подальшій експлуатації ця різниця зменшилась і склала після 950 годин експлуатації склала

1.08%. При цьому загальне зростання кінематичної в'язкості після 950 годин експлуатації при температурі 50°C склала 39.8%, а при температурі 70°C склала 38.73%. Для динамічної в'язкості спостерігається така ж закономірність.

Таблиця 6.17. Зміна в'язкості і густини мастил Mobilgard™ 430 експлуатації в процесі суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32

t год	ν [сСТ]		ν, % ↑		μ ₀ · 10 ³ [Па · с]	
	T=50°C	T=70°C	T=50°C	T=70°C	T=50°C	T=70°C
0	85.30	36.87	100.00	100.00	75.37	32.32
25	88.75	37.80	104.04	102.52	78.42	33.14
50	93.15	39.50	109.20	107.13	82.31	34.63
75	99.66	41.50	116.83	112.56	88.06	36.38
100	111.40	45.80	130.60	124.22	98.43	40.15
500	116.24	48.05	136.27	130.32	102.71	42.13
750	118.50	50.20	138.92	136.15	104.71	44.01
950	119.25	51.15	139.80	138.73	105.37	44.84

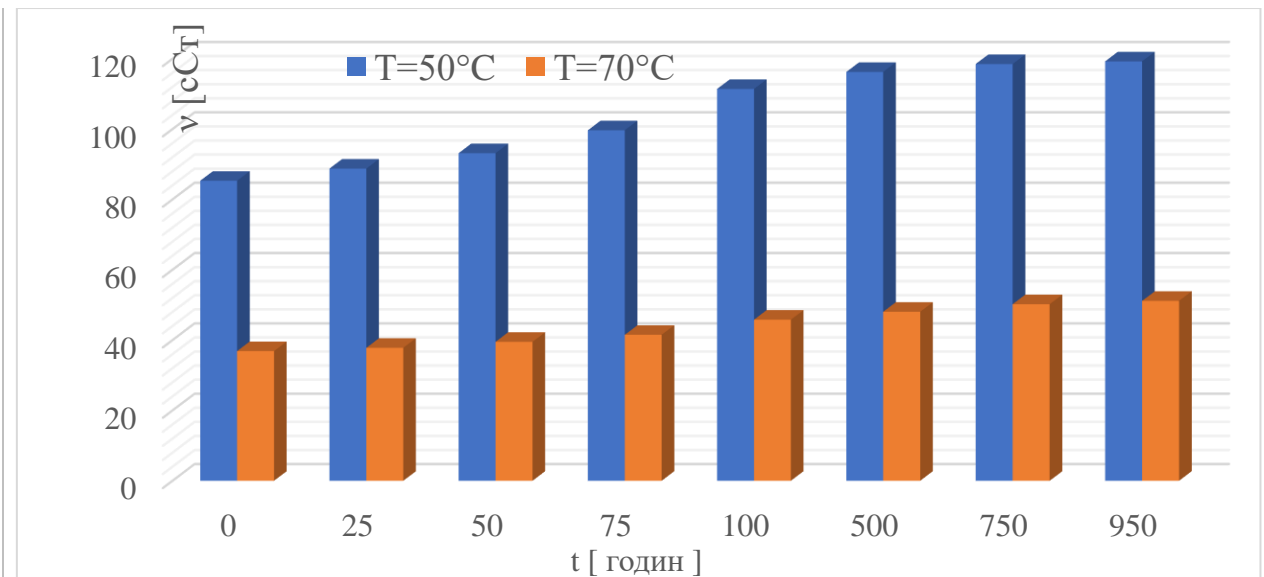


Рис. 6.13. Зміна кінематичної в'язкості ν мастил Mobilgard™ 430 в процесі експлуатації суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32

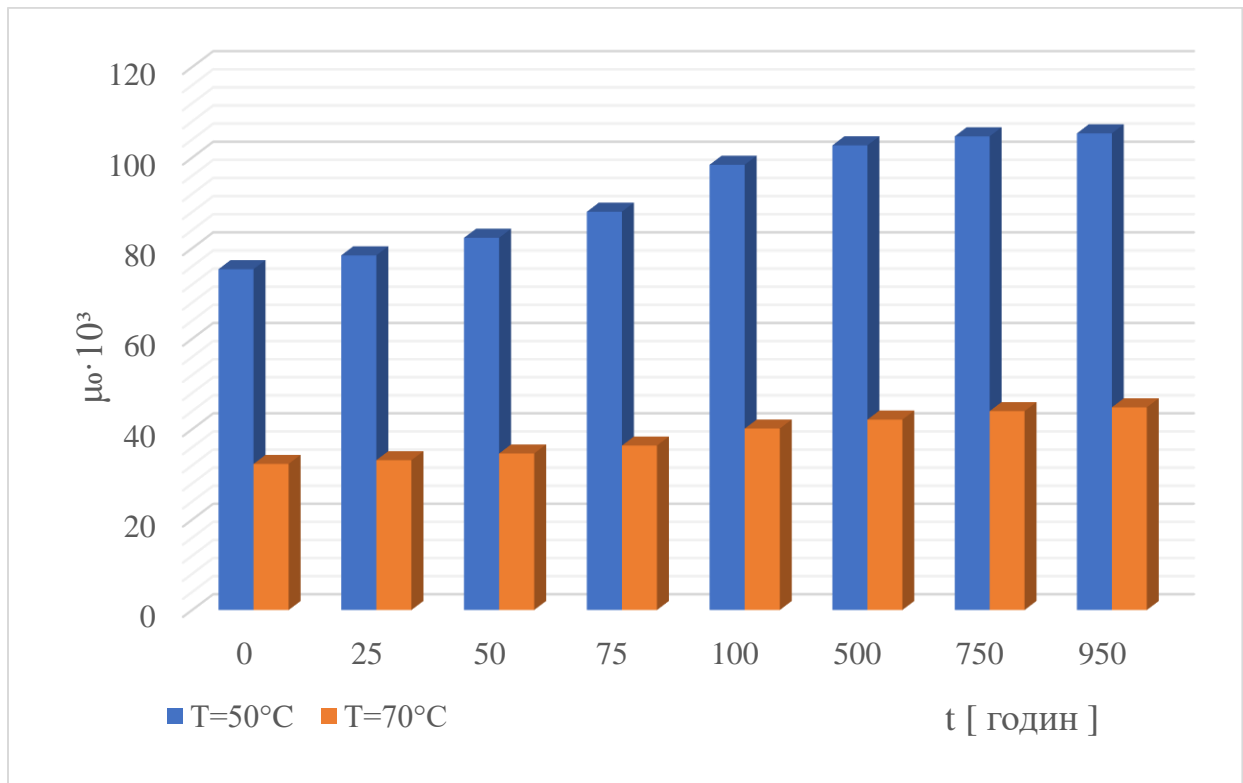


Рис. 6.14. Зміна динамічної μ_0 в'язкості мастил Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32

Далі, скориставшись цими результатними, даними таблиці 6.8 і формулою (5.16), визначимо, як змінюється градієнт в'язкості $G_{\mu_0} = \xi_{\mu_0}$ і коефіцієнт впливу β_p при температурах 50°C і 70°C в процесі експлуатації. В таблиці 6.18 і діаграмах рисунків 6.17 і 6.18 показано, як змінюється параметри G_{μ_0} і β_p мастила Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32. Результати досліджень свідчать, що в процесі експлуатації градієнт в'язкості мастил G_{μ_0} і коефіцієнт впливу β_p зростають, причому зростають однаково. Зокрема, при 500 годинах експлуатації при температурі 50°C зростання склало 36.27%, а при температурі 70°C склало 30.33%. В кінці експерименту, після 950 годин експлуатації зростання при температурі 50°C склало 39.8%, а при температурі 70°C склало 38.73%. Ці закономірності поведінки параметрів G_{μ_0} і β_p узгоджуються із закономірностями поведінки кінематичної в'язкості.

Таблиця 6.18. Зміна значень градієнту в'язкості і коефіцієнту впливу мастил Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації двигуна Hyundai HiMSEN H21/32

t ГОД	$G_{\mu 0} \cdot 10^9$		$G_{\mu 0}(t) / G_{\mu 0} \cdot 100\%$		β_p		$\beta_p(t) / \beta_p \cdot 100\%$	
	50°C	70°C	50°C	70°C	50°C	70°C	50°C	70°C
0	2.6154	1.0505	100.00	100.00	0.72927	0.29293	100.00	100.00
25	2.7212	1.0770	104.04	102.53	0.75877	0.30032	104.04	102.52
50	2.8561	1.1255	109.20	107.14	0.79638	0.31382	109.20	107.13
75	3.0557	1.1824	116.83	112.56	0.85204	0.32971	116.83	112.56
100	3.4156	1.3050	130.60	124.22	0.95241	0.36388	130.60	124.22
500	3.5640	1.3691	136.27	130.33	0.99379	0.38175	136.27	130.32
750	3.6333	1.4303	138.92	136.16	1.01311	0.39883	138.92	136.15
950	3.6563	1.4574	139.80	138.73	1.01953	0.40638	139.80	138.73

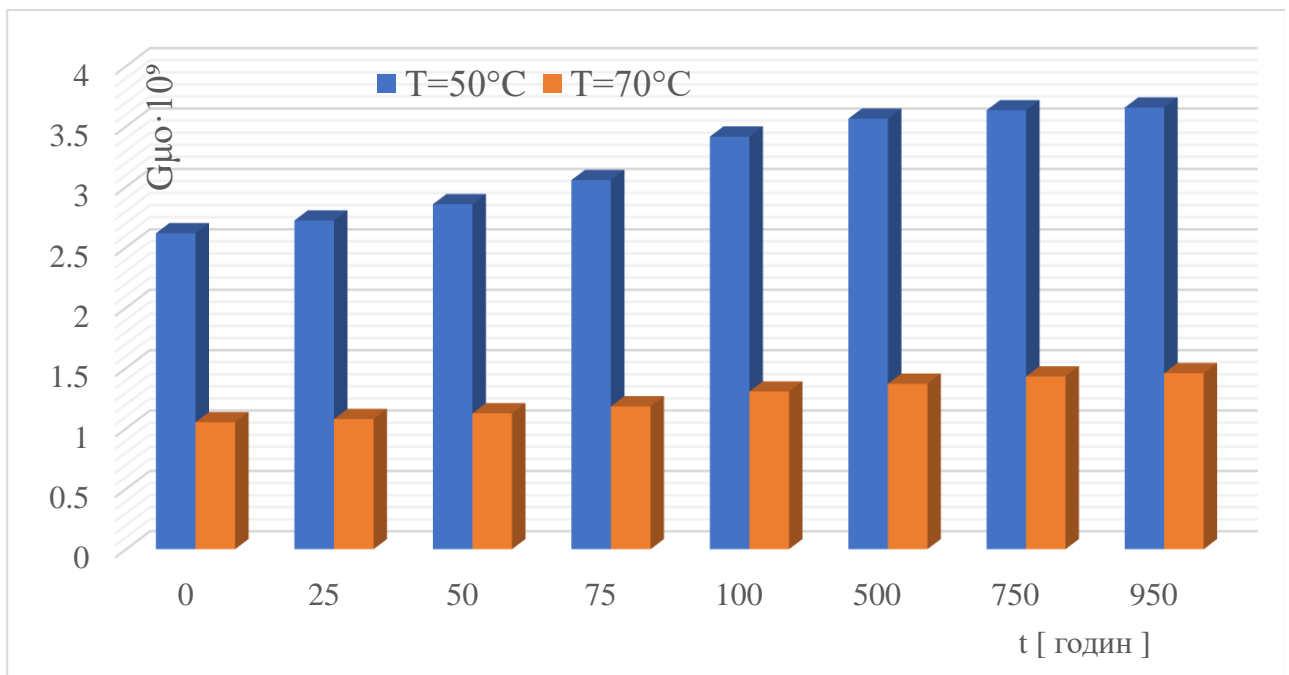


Рис. 6.15. Зміна градієнту в'язкості $G_{\mu 0}$ мастил Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32

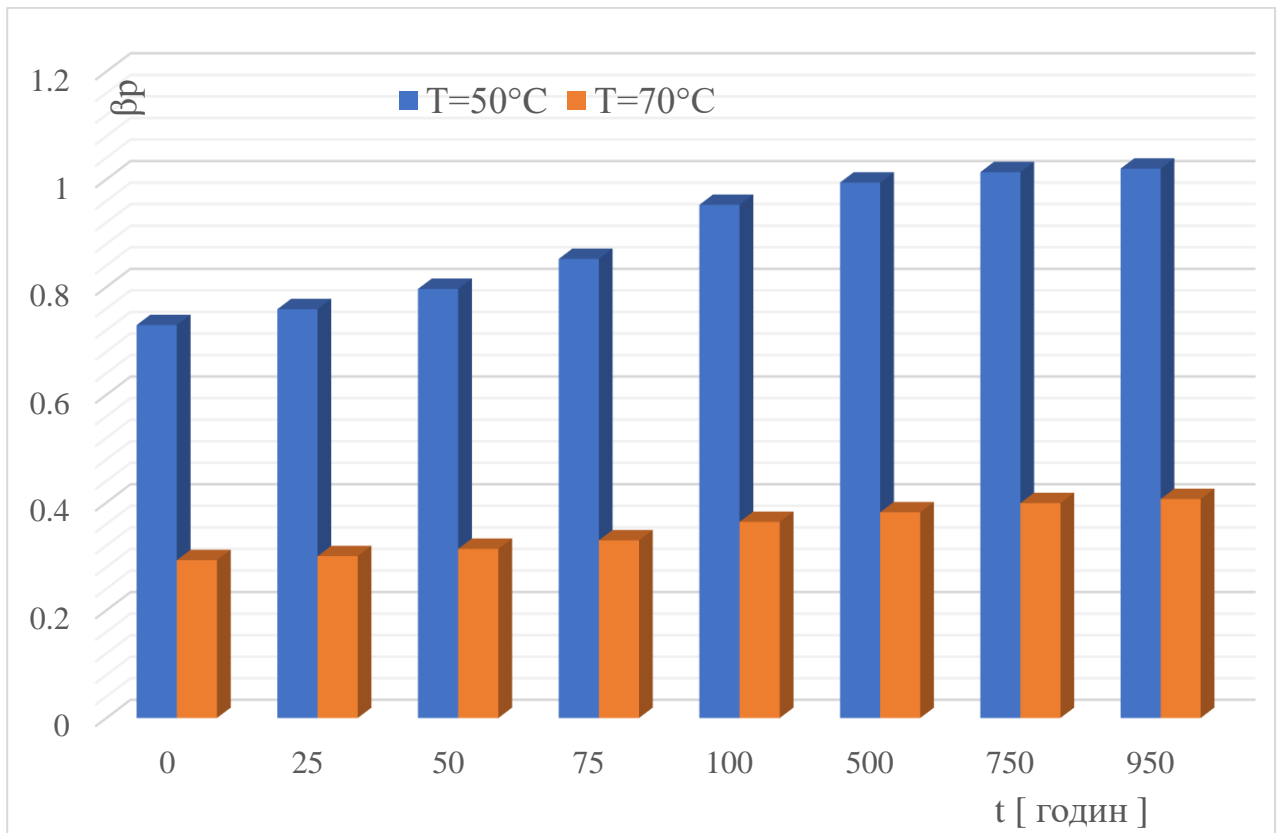


Рис. 6.16. Зміна коефіцієнту впливу β_p для мастил Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32

Отримані результати дозволили перейти до перевірки виконання критеріїв (6.3) і (6.6). Як зазначалось вище, ці критерії отримані для процесів, що відбуваються в робочій зоні, де температура, згідно таблиці 1.7, для рамових ПК складає $80^\circ\text{C} - 95^\circ\text{C}$, для шатунних ПК складає $75^\circ\text{C} - 90^\circ\text{C}$. Отже, температуру 50°C можна розглядати, як критичний випадок, який можливий тільки на початковому достатньо короткому (до 2 годин) етапі при запуску двигуна. Температуру 70°C можна розглядати як мінімально можливу температуру в робочій зоні ПК, тому саме ця температура вибиралась для перевірки виконання критеріїв (6.3) і (6.6). В таблиці 6.19 і діаграмах рис. 6.19 показано, як відносно критеріїв $G_{\mu m}$ і K_μ змінюється відповідно значення градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ і коефіцієнту впливу β_p

Таблиця 6.19. Валідація критеріїв K_μ і $G_{\mu m}$ для мастил Mobilgard™ 415 в

процесі експлуатації двигуна Hyundai HiMSEN H21/32

t год	$G_{\mu 0}/G_{\mu m} \cdot 100\%$		$\beta_p/K_{\mu} \cdot 100\%$		$G_{\mu 0}/(\theta_2 \cdot G_{\mu m}) \cdot 100\%$	$\beta_p/(\theta_1 \cdot K_{\mu}) \cdot 100\%$
	50°C	70°C	50°C	70°C	70°C	70°C
0	68.42	27.26	73.79	29.40	72.08	72.08
25	71.21	27.96	76.80	30.15	73.90	73.90
50	74.77	29.24	80.63	31.54	77.22	77.22
75	80.03	30.75	86.31	33.16	81.13	81.13
100	89.53	34.00	96.55	36.66	89.54	89.54
500	93.44	35.69	100.77	38.49	93.94	93.94
750	95.27	37.32	102.74	40.24	98.14	98.14
950	95.87	38.03	103.39	41.01	100.00	100.00

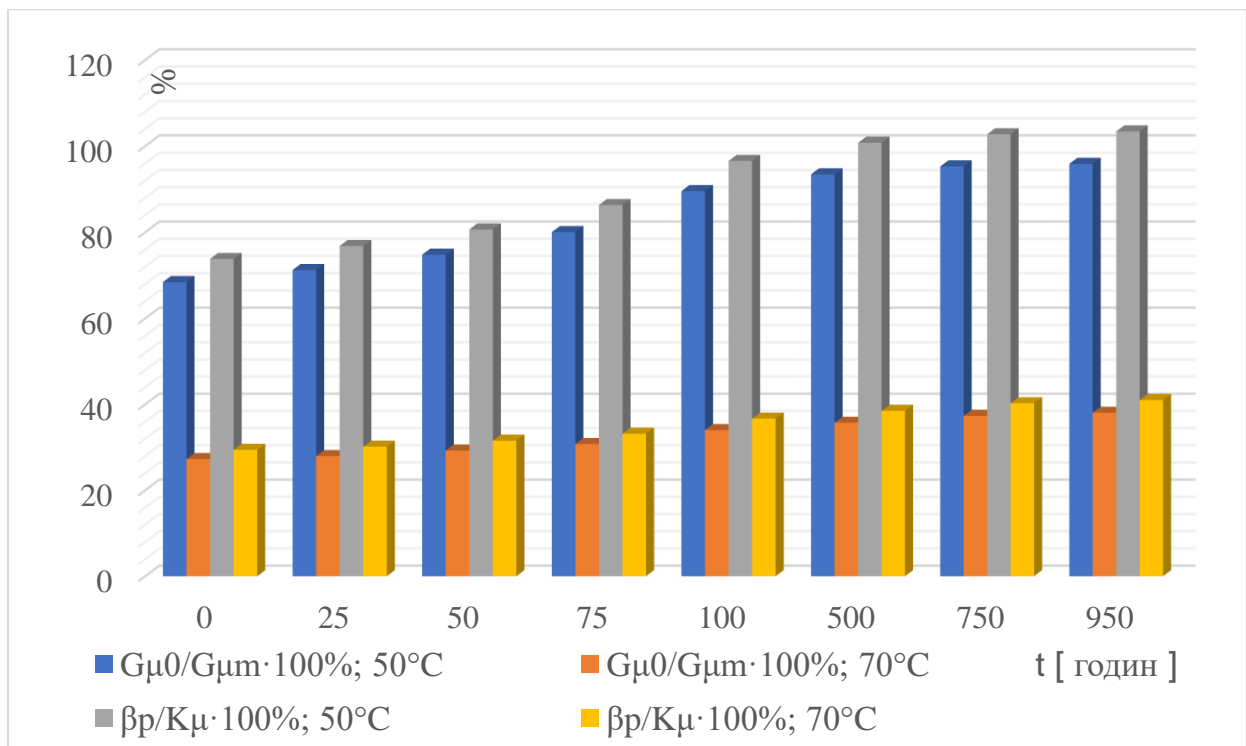


Рис. 6.17. Валідація критеріїв K_{μ} і $G_{\mu m}$ для мастил Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32

Отримані результати показують, що при температурі 50°C, критерій (6.6) виконувався на протязі всього терміну проведення експерименту: 950 годин роботи двигуна, а критерій (6.3) виконувався до 500 годин експлуатації. Але цього цілком достатньо, оскільки після 500 годин роботи температура в робочій

зоні ПК знаходиться в межах 70°C – 95°C . Тим не менш, можна зробити висновок, що робота даного допоміжного двигуна при використанні мастил Mobilgard™ 415 буде достатньо стійкою навіть при температурах 60°C в робочій зоні ПК. При валідації критеріїв $G_{\mu m}$ і K_{μ} при температурі 70°C спостерігається наступна закономірність: значення градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ становить 35.69% від критерія $G_{\mu m}$ при 500 годинах роботи, при цьому значення коефіцієнта впливу β_p складає 38.49%. При 950 годинах експлуатації ці проценти складають 38.03% і 41.01% відповідно.

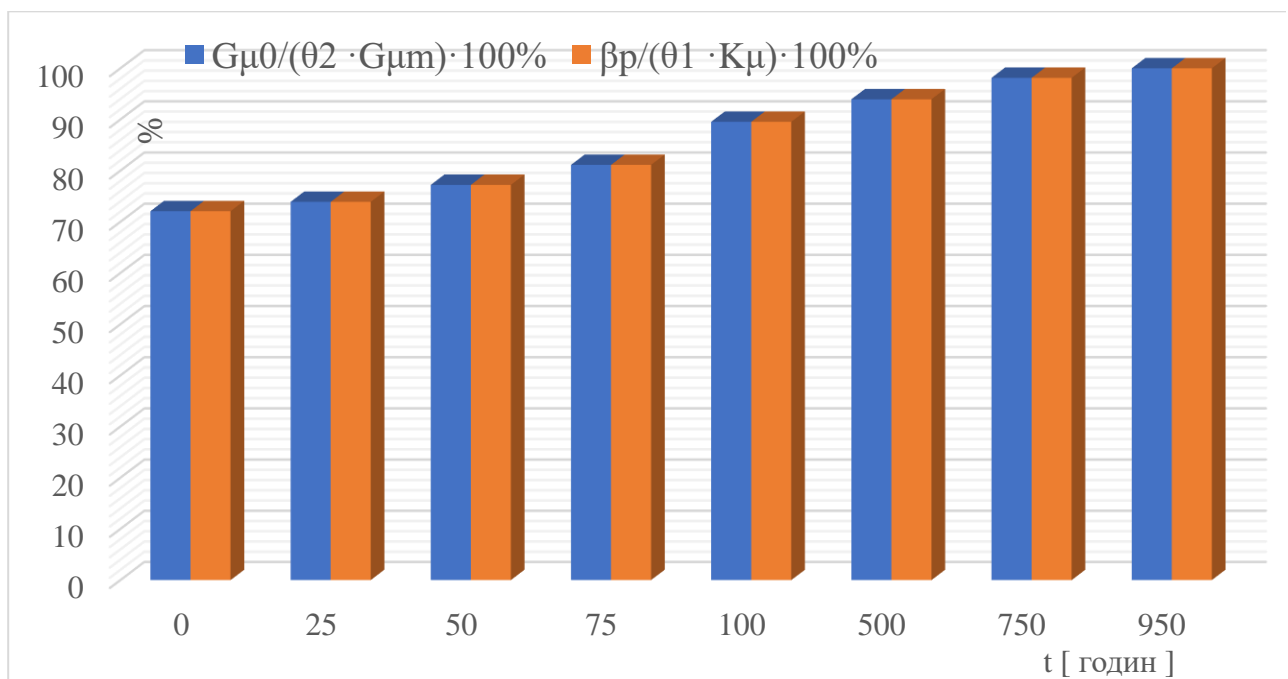


Рис. 6.20. Валідація критеріїв уточнених K_{μ} і $G_{\mu m}$ для мастил Mobilgard™ 415 в процесі експлуатації суднового дизеля Hyundai HiMSEN H21/32

Рекомендації виробника і склад мастила Mobilgard™ 415 після 960 годин експлуатації, який проаналізований в розділі 6.4.3, показують, що подальше використання мастил є не доцільним і рекомендована його заміна. Отже, значення параметрів $G_{\mu 0} = 1.4574$ і $\beta_p = 0.40638$ при температурі 70°C можна вважати критичними для мастила Mobilgard™ 415 при експлуатації допоміжного двигуна Hyundai HiMSEN H21/32. Це дає можливість уточнити критерії (6.3) і (6.6), тобто

перейти до критеріїв (6.5) і (6.8) і визначити параметри: $\theta_1 = 0.41527$ і $\theta_2 = 0.38508$. В таблиці 6.16 і діаграмі на рисунку 6.20 подана валідація уточнених критеріїв (6.5) і (6.8) при температурі 70°C. Отримані результати показують, що для уточнених критеріїв відносне процентне збільшення значень градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0}$ і коефіцієнту впливу β_p відбувається однаково.

Відмітимо, Отримані в розділі 6.4 результати експериментальних досліджень добре узгоджуються із результатами робіт [90 – 95, 153]

6.5. Основні результати і висновки до шостого розділу.

1. Спираючись на результати отримані в попередніх розділах розроблена низка нових критеріїв моніторингу роботи ПК СПК, які враховують неньютонівську поведінку мастил, зокрема:

- ❖ критерій (6.3), (критерій K_{μ}), рідинного режиму роботи ПК;
- ❖ критерій (6.6), (критерій $G_{\mu m}$). для максимально можливого значення градієнту в'язкості мастил;
- ❖ критерій (6.11), (критерій $\tilde{\mu}_*$), для визначення критичного мінімального значення в'язкості мастил.

2. Отримана адекватна, проста в застосуванні, математична модель (6.4) для критерія K_{μ}

3. Проведена верифікація отриманих нових критеріїв (6.3), (6.6) і (6.11) для десяти основних типів морських головних і допоміжних двигунів при різних температурах в робочій зоні ПК.

4. Для валідації отриманих нових критеріїв проведена серія експериментальних досліджень в процесі експлуатації двох двигунів:

- головного Hyundai – MAN B&W 6S50MC-C7, системне мастило Mobilgard™ 300 C;
- допоміжного Hyundai HiMSEN H21/32, мастило Mobilgard™ 415;

5. За допомогою експериментальних досліджень і аналізу отриманих даних визначені фактори, що впливають на зміну значень кінематичної і динамічної в'язкості мастил в процесі експлуатації головного і допоміжного морських двигунів.

6. В результаті експериментальних досліджень отримані параметри θ_1 і θ_2 узагальнених критеріїв (6.5) і (6.8), які враховують не тільки відносний ексцентриситет ε_0 , мінімально можливий відносний радіальний зазор δ_{0m} частоту обертання n_0 , градієнт в'язкості мастил $G_{\mu 0}$, а також деградацію мастил в процесі експлуатації судових двигунів.

Отже, для вдосконалення моніторингу роботи ПК судового пропульсивного комплексу, пропонується наступна методика

- за допомогою мануалів (або інших довідників), або додаткового обладнання, визначається відносний ексцентриситету ε_0 ПК даного двигуна; мінімальний відносний радіальний зазор δ_{0m} ПК, частоту обертання n_0 валу двигуна і в'язкісні характеристики мастил: густину ρ і п'єзокоефіцієнт ξ при температурі 70°C
- за допомогою формули (6.4), або таблиці 6.1 визначається значення критерію K_μ ;
- за допомогою формули $G_{\mu m} = \frac{5K_\mu \delta_{0m}^2}{\pi n_0}$ обчислюється значення критерію $G_{\mu m}$;

- через кожні 150 – 200 годин експлуатації визначається за допомогою суднового обладнання кінематичної в'язкості ν проб мастил;
- за допомогою формули $\mu_0 = \nu \cdot \rho$ обчислюється динамічної в'язкість μ_0 , і за допомогою формули $G_{\mu 0} = \mu_0 \xi$ градієнт в'язкості $G_{\mu 0}$
- за допомогою формули $\beta_p = \frac{\pi G_{\mu 0} n_0}{5 \delta_0^2}$ обчислюється коефіцієнт впливу β_p і перевіряється виконання умови $\beta_p < \theta_1 K_\mu$, значення параметру θ_1 визначається для даного двигуна і мастила завчасно, за допомогою методики, описаної в розділі 6.4. При першому використанні даного мастила можна покласти $\theta_1 = 1$ із одночасною лабораторною перевіркою стану мастил.

перевіряється виконання умови $G_{\mu 0} < \theta_2 G_{\mu \text{н}}$, значення параметру θ_2 визначається для даного двигуна і мастила завчасно, за допомогою методики, описаної в розділі 6.4. При першому використанні даного мастила можна покласти $\theta_2 = 1$ із одночасною лабораторною перевіркою стану мастил.

Основні результати четвертого розділу відображені в джерелах [125 – 127], [132], [135], [138 – 145].

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження присвячене вирішенню важливого науково-практичного завдання: *вдосконаленню моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил.*

1. Обґрунтування напрямку і теми досліджень полягає в необхідності забезпечення безаварійної роботи суднового пропульсивного комплексу, обумовленого вимогами діючого «Міжнародного кодексу по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забруднення» (ISM-Code: резолюція А.741(18) із поправками), однією із основних вимог якого є забезпечення судноплавними компаніями постійного ефективного моніторингу роботи суднового пропульсивного комплексу взагалі і окремих його вузлів і механізмів зокрема.

2. Формулювання вирішеної наукової проблеми та її значення для науки і практики. Задача моніторингу роботи підшипників ковзання суднового комплексу є складною багаторівневою науковою проблемою, розв'язання якої пов'язано із математичним моделюванням складних гідродинамічних процесів, що відбуваються в мастильному шарі ПК. Режим роботи підшипників ковзання і їх стан визначається за допомогою інтегральних характеристик мастильного шару, які знаходяться шляхом розв'язання відповідних математичних моделей. Удосконалення вказаних математичних моделей та отримання нових розв'язків, із врахуванням неньютонівської поведінки мастил дозволило розв'язати головну наукову задачу дисертаційного дослідження.

У дисертаційній роботі:

- удосконалено математичну модель, яка описує гідродинамічні процеси в мастильному шарі підшипника ковзання СПК;

- запропонованим методом варіації границь, отримані нові подання для розподілу відносного питомого тиску в мастильному шарі ПК;
- методами регресійного аналізу, вперше отримані, адекватні, прості в застосуванні математичні моделі для характерних кутів мастильного шару пари ковзання: кута початку і кінця робочої зони, кута максимального тиску, кута лінії центрів;
- вперше отримані адекватні, прості в застосуванні, математичні моделі для інтегральних характеристик мастильного шару ПК, а саме, безрозмірних коефіцієнтів навантаженості, звичайних і узагальнених коефіцієнтів спротиву обертанню і гідродинамічного тертя на цапфі і вкладиші, які залежить не тільки від відносного ексцентриситету a і від відносного радіального зазору, частоти обертання і градієнту в'язкості мастил.
- математичним моделюванням встановлено, що розподіл відносного питомого тиску в парі ковзання, значення максимального питомого тиску, поведінка інтегральних характеристик мастильного шару суттєво залежить від градієнта в'язкості мастил, особливо при відносних ексцентриситетах $\varepsilon_0 > 0.45$, притаманних для важко навантажених ПК судових двигунів.

3. Обґрунтування достовірності отриманих результатів спираються на застосуванні сучасних методах розв'язання граничних задачі для диференціальних рівнянь Рейнольдса, математичному моделюванні за допомогою методу варіації границь в середовищі Maple 2023, регресійному аналізі, за допомогою якого побудовані математичні моделі інтегральних характеристики підшипників ковзання. Всі отримані результати підважені експериментальними дослідженнями.

4. Рекомендації щодо науково і практичного застосування отриманих результатів і їх верифікація. Наукові результати, отримані в даному дисертаційному дослідженні, за рахунок врахування неньютонівської поведінки

мастил, дозволили отримати нові критерії для вдосконалення процесу моніторингу роботи підшипників ковзання СПК, а саме

- критерій K_{μ} , який дає можливість оцінити коректність використання конкретних неньютонівських мастил при заданих технічних параметрах підшипника і заданій швидкості обертання цапфи;
- критерій $G_{\mu m}$, який дає можливість визначити рідинний режим тертя-ковзання ПК по градієнту в'язкості мастил $G_{\mu 0} = \xi \mu_0$ для заданих режимів роботи підшипника ковзання СПК.
- критерій $\tilde{\mu}_*$, який дає можливість визначити мінімальне критичне значення в'язкості мастил.

Верифікацію отриманих критеріїв виконано на прикладі основних типів суднових головних і допоміжних двигунів, а також за допомогою проведеної серії експериментальних досліджень в процесі експлуатації двох двигунів:

- головного Hyundai – MAN B&W 6S50MC-C7, системне мастило Mobilgard™ 300 C;
- допоміжного Hyundai HiMSEN H21/32, мастило Mobilgard™ 415;

Експериментальні дослідження дозволили також узагальнити критерії K_{μ} і $G_{\mu m}$, врахувавши деградацію мастил в процесі експлуатації, а також зробити рекомендації для покращення моніторингу роботи системи мащення СПК

Отже, для вдосконалення моніторингу роботи ПК суднового пропульсивного комплексу, пропонується наступна методика:

- ❖ за допомогою мануалів (або інших довідників), або додаткового обладнання, визначається відносний ексцентриситету ε_0 ПК даного двигуна; мінімальний відносний радіальний зазор δ_{0m} ПК, частоту

обертання n_0 валу двигуна і в'язкісні характеристики мастил: густину ρ і п'єзокоефіцієнт ξ при температурі 70°C

- ❖ за допомогою формули (6.4), або таблиці 6.1 визначається значення критерію K_μ ;
- ❖ за допомогою формули $G_{\mu m} = \frac{5K_\mu \delta_{0m}^2}{\pi n_0}$ обчислюється значення критерію $G_{\mu m}$;
- ❖ через кожні 150 – 200 годин експлуатації визначається за допомогою суднового обладнання кінематичної в'язкості ν проб мастил;
- ❖ за допомогою формули $\mu_0 = \nu \cdot \rho$ обчислюється динамічної в'язкості μ_0 , і за допомогою формули $G_{\mu 0} = \mu_0 \xi$ градієнт в'язкості $G_{\mu 0}$
- ❖ за допомогою формули $\beta_p = \frac{\pi G_{\mu 0} n_0}{5 \delta_0^2}$ обчислюється коефіцієнт впливу β_p і перевіряється виконання умови $\beta_p < \theta_1 K_\mu$, значення параметру θ_1 визначається для даного двигуна і мастила завчасно, за допомогою методики, описаної в розділі 6.4. При першому використанні даного мастила можна покласти $\theta_1 = 1$, із одночасною лабораторною перевіркою стану мастил.
- ❖ перевіряється виконання умови $G_{\mu 0} < \theta_2 G_{\mu m}$, значення параметру θ_2 визначається для даного двигуна і мастила завчасно, за допомогою методики, описаної в розділі 6.4. При першому використанні даного мастила можна покласти $\theta_2 = 1$, із одночасною лабораторною перевіркою стану мастил.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Jiang, Z.; Mao, Z.; Wang, Z.; Zhang, J. Fault Diagnosis of Internal Combustion Engine Valve Clearance Using the Impact Commencement Detection Method. *Sensors* **2017**, *17*, 2916.
2. Mao, Z.; Jiang, Z.; Zhao, H.; Zhang, J. Vibration-based fault diagnosis method for conrod small-end bearing knock in internal combustion engines. *Insight-Non-Destr. Testing Cond. Monit.* **2018**, *60*, 418–425. <https://doi.org/10.1784/insi.2018.60.8.418>
3. Delvecchio, S.; Bonfiglio, P.; Pompoli, F. Vibro-acoustic condition monitoring of Internal Combustion Engines: A critical review of existing techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing.* **2018**, *99*, 661-683. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2017.06.033>.
4. Varbanets, R.; Fomin, O.; Píštěk, V.; Klymenko, V.; Minchev, D.; Khrulev, A.; Zalozh, V.; Kučera, P. Acoustic Method for Estimation of Marine Low-Speed Engine Turbocharger Parameters. *J. Mar. Sci. Eng.* **2021**, *9*, 321. <https://doi.org/10.3390/jmse9030321>
5. Neumann, S.; Varbanets, R.; Minchev, D.; Malchevsky, V.; & Zalozh, V. Vibrodiagnostics of marine diesel engines in IMES GmbH systems. *Ships and Offshore Structures.* **2022**, *18*(11), 1535–1546. <https://doi.org/10.1080/17445302.2022.2128558>
6. Varbanets, R.; Minchev, D.; Savelieva, I.; Rodionov, A.; Mazur, T.; Psariuk, S.; Bondarenko, V. Enhanced diagnostic techniques for marine diesel engines: achieving IMO decarbonization compliance. *Двигуни внутрішнього згорання.* **2023**, *2*. 26-36. doi: 10.20998/0419-8719.2023.2.04.
7. Varbanets, R.; Minchev, D.; Kucherenko, Y.; Zalozh, V.; Kyrylash O. and Tarasenko, T. Methods of Real-Time Parametric Diagnostics for Marine Diesel Engines. *Polish Maritime Research.* **2024**, *31*(3), 71 – 84. DOI: <https://doi.org/10.2478/pomr-2024-0037>.

8. Píštěk, V.; Kučera, P.; Fomin, O.; Lovska, A.; Prokop, A. Acoustic Identification of Turbocharger Impeller Mistuning—A New Tool for Low Emission Engine Development. *Appl. Sci.* **2020**, *10*, 6394.
9. Fossen, S.; Gemdjian, E.; Cornelius, L.; et al., Radar based sensors—a new technology for real-time, direct temperature monitoring of crank and crosshead bearings of diesels and hazardous media reciprocating compressors. *In Proceedings of the 35th Turbo-machinery Symposium*. Texas A&M University, Houston. 2006. 97–102
10. Brünnet, H.; Kyrtatos, P.; Barro, C. and Flemmer, M. Combination of physical and virtual sensors for the condition-based monitoring of large engine sliding bearings. *In Proceedings of the 7th Rostock Large Engine Symposium*. Rostock, Germany. **2022**, p. 276-298. <https://www.researchgate.net/publication/369384556>.
11. Winnertz, M.; Jacobs, G.; Baszenski, T. Lucassen, M.; Lehmann, B. Detection of wear in sliding bearings with the use of machine learning techniques. *Tribologie und Schmierungstechnik.* **2023**, *70*(6), 18–26. DOI: 10.24053/TuS-2023-0036.
12. Chen, J.; Randall, R., B. Intelligent diagnosis of bearing knock faults in internal combustion engines using vibration simulation. *Mechanism and Machine Theory.* **2016**, *104*, 161-176. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.022>.
13. Jiang, Z., Mao, Z., Zhang, Y. *et al.* A Study on Dynamic Response and Diagnosis Method of the Wear on Connecting Rod Bush. *J Fail. Anal. and Preven.* **2017**, *17*, 812–822. <https://doi.org/10.1007/s11668-017-0301-8>
14. Minchev, D. S.; Varbanets, R. A.; Alexandrovskaya, N. I.; Pisintsaly, L. V. Marine Diesel Engines Operating Cycle Simulation for Diagnostics Issues. *Acta Polytech* **2021**, *61* (3), 435-447. <https://doi.org/10.14311/AP.2021.61.0435>
15. König, F.; Sous, C.; Ouald Chaib, A.; Jacobs G.; Machine learning based anomaly detection and classification of acoustic emission events for wear monitoring

in sliding bearing systems. *Tribology International*. **2021**, 155, 106811, <https://doi.org/10.1016/j.tribology.2021.106811>.

16. Сорока, В. В. Контроль та оцінювання стану підшипників суднового валопроводу *Водний транспорт. Збірник наукових праць*. **2021**, 3(34), 31-38. doi.org/10.33298/2226-8553/2021.3.34.04.

17. Savchuk, V.; Belousov E.; Zinchenko, D. and Boyko, M. The monitoring system for connecting-rod bearings of the marine internal combustion. *Transport development*. **2022**,1(12), 64-74. DOI: <https://doi.org/10.33082/td.2022.1-12.06>.

18. Білоусов, С.В.; Марченко, А.П.; Рибальченко, М.Є.; Савчук, В. П.; Тулученко, Г. Я. Розробка методів оцінки технічного стану двигунів за результатами індиціювання робочого процесу на режимах відмінних від номінальних. *Двигуни внутрішнього згоряння*. **2022**, 1, 51-59. DOI:10.20998/0419-8719.2022.1.07.

19. Belousov, E.; Marchenko, A.; Rybalchenko, M.; Tuluchenko, G. et al. Digital Profiles of Work Processes of a Marine Engine for Calculated Indicator Diagrams in Operating Modes Other than Maximum Continuous Rating. *SAE Technical Paper*. 2023-01-5008. **2023**. <https://doi.org/10.4271/2023-01-5008>.

20. Сагін, С.В.; Суворов, П.С.; Бондар, С.А. Розробка методу оцінки ризиків виникнення аварійних подій під час експлуатації дизелів морських суден. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2023**, 47, 122-130. DOI: 10.31653/smf47.2023. 122-130

21. Jao, T.C.; Verhelst, A. Marine Engine Oils. In: Wang, Q.J.; Chung, YW. (eds) *Encyclopedia of Tribology*. Springer, Boston. **2013**. https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_952

22. Мацкевич, Д. В.; Сагин, С.В., ХанмамедовС.А. Изменение реологических характеристик смазочных материалов в циркуляционной

масляной системе в процессе эксплуатации среднеоборотного двигателя. *Судовые энергетические установки : науч.-техн. сб.* **2010**, 25, 109-118.

23. Fernández-Feal, M. C.; M. L. Fernández-Feal, M. L.; Sánchez-Fernández R. and Pérez-Prado, J. R.. Study of Metal Concentration in Lubricating Oil With Predictive Purposes. *Current Journal of Applied Science and Technology*. **2018**, 27 (6):1-12. [https://doi.org/ 10.9734/CJAST/2018/41472](https://doi.org/10.9734/CJAST/2018/41472)

24. Sagin, S. V. & Semenov, O. V. (2016). Marine Slow-Speed Diesel Engine Diagnosis with View to Cylinder Oil Specification. *American Journal of Applied Sciences*. **2016**, 13(5), 618-627. <https://doi.org/10.3844/ajassp.2016.618.627>

25. Sagin, S.; Madey, V.; Sagin, A.; Stoliaryk, T.; Fomin, O.; Kučera, P. Ensuring Reliable and Safe Operation of Trunk Diesel Engines of Marine Transport Vessels. *J. Mar. Sci. Eng.* **2022**, 10, 1373. <https://doi.org/10.3390/jmse10101373>

26. Сагін, С.В.; Бондар, С.А.; Столярик, Т.О. Оцінка безвідмовності судових дизелів за технічним станом моторного мастила циркуляційних систем мащення. *Водний транспорт*. **2023**, 1(37). р. 59-70. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.1.37.06.

27. Сагін, С. В.; Побережний, Р. В. Метод управління факторами ризику виникнення аварійних ситуацій під час експлуатації пропульсивних комплексів засобів водного транспорту. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. Одеса : НУ «ОМА»*. **2023**. 46, 110-117. doi: 10.31653/smf46.2023.110-117.

28. Сагін, С. В.; Бондар, С. А. Розробка методу діагностування технічного стану елементів головної енергетичної установки засобів водного транспорту. *Водний транспорт. Збірник наукових праць*. **2023**, 2(38), 59-70. doi.org/10.33298/2226-8553.2023.1.37.06.

29. Xufeng Jiang; Jianbo Wang and Ying Zong. Diesel engine condition monitoring based on oil analysis. *International Conference on Remote Sensing*,

Environment and Transportation Engineering. Nanjing, China. **2011**, 3970-3973, doi: 10.1109/ RSETE.2011.5965188.

30. Shah, T.; Karnik, A.; Narayanan, B. An analytic approach to monitor main bearing health. *Life Cycle Reliab. Safety Eng.* **2019**, *15*, 1–6. <https://doi.org/10.1007/s41872-019-00098-9>

31. Горб С.И. Повышение точности численного моделирования рабочих процессов дизелей. *Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб. Одесса: НУ «ОМА»*. **2020**, *26*, 3 – 26.

32. Jones, D. A. Short journal bearing lubrication theory. *In: Taylor C. (ed) Engine tribology. Tribology Series*. **1993**, *26*, p.1–14. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70005-1](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70005-1)

33. Jones, D.A. Elastohydrodynamic Lubrication Theory. *In: Taylor C. (ed) Engine tribology. Tribology Series*. **1993**, *26*, 15-50. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70006-3](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70006-3).

34. Childs, T.H.C. Dry and boundary lubricated sliding friction and wear for engine component materials. *In: Taylor C. (ed) Engine tribology. Tribology Series*. **1993**, *26*, 51-74. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70007-5](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70007-5).

35. Taylor C. Engine bearings: background and lubrication analysis. *In: Taylor C. (ed) Engine tribology. Tribology Series*. **1993**, *26*, 89–112. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70009-9](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70009-9)

36. Taylor, C.M. Lubrication Regimes and the Internal Combustion Engine. *In: Taylor C. (ed) Engine tribology. Tribology Series*. **1993**, *26*, 75-87. [https://doi.org/10.1016/S0167-8922\(08\)70008-7](https://doi.org/10.1016/S0167-8922(08)70008-7).

37. Szeri, A. Fluid film lubrication. *Cambridge Univ. Press, 1st Ed.*, Cambridge, U.K. **1998**.

38. Harnoy, A. Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication (1st ed.). CRC Press. **2002**. <https://doi.org/10.1201/9780203909072>

39. Hamrock, B.J.; Schmid, S.R.; & Jacobson, B.O. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication* (2nd ed.). CRC Press. **2004**. <https://doi.org/10.1201/9780203021187>.
40. Deters, L. Plain Bearings. In: Mang, T. (eds) *Encyclopedia of Lubricants and Lubrication*. Springer, Berlin, Heidelberg. **2014**. https://doi.org/10.1007/978-3-642-22647-2_14.
41. Matsushita, O., Tanaka, M., Kobayashi, M., Keogh, P., Kanki, H. Basics of Plain Bearings. In. *Vibrations of Rotating Machinery. Mathematics for Industry*. Springer, Tokyo. **2019**. https://doi.org/10.1007/978-4-431-55453-0_2.
42. Tayal, S.P.; Sinhasan, R.; Singh, D.V.; Analysis of hydrodynamic journal bearings having non-Newtonian lubricants. *Tribology International*. **1982**, 15(1), 17-21. [https://doi.org/10.1016/0301-679X\(82\)90103-7](https://doi.org/10.1016/0301-679X(82)90103-7).
43. Spikes, H. A. The half-wetted bearing. Part 1: Extended Reynolds equation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. **2003**, 217(1), 1-14. doi:10.1243/135065003321164758.
44. Spikes, H. A. The half-wetted bearing. Part 2: Potential application in low load contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. **2003**, 217(1), 15-26. doi:10.1243/135065003321164776
45. Sun, J.; Gui, C.L. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation. *Tribol. Int.* **2004**, 37, 841–848. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2004.05.007>.
46. Singh, U.; Roy, L.; Sahu, M. Steady-state thermo-hydrodynamic analysis of cylindrical fluid film journal bearing with an axial groove. *Tribology International*. **2008**, 41(12), 1135-1144. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.02.009>.
47. Brito, F.P.; Miranda, A.S.; Claro, J.C.; Fillon, M. Experimental comparison of the performance of a journal bearing with a single and a twin axial groove configuration. *Tribology International*, **2012**. 54, 1-8. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.04.026>.

48. Gertzos, K.P.; Nikolakopoulos, P.G.; Papadopoulos, C.A. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant. *Tribology International*. **2008**, 41(12), 1190-1204. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.03.002>.
49. Manshoor, B.; Jaat, M.; Zaman, I.; Khalid, A. CFD Analysis of Thin Film Lubricated Journal Bearing. *Procedia Engineering*. **2013**, 68, 56-62, <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.12.147>.
50. Balakrishnan, S.; Baker, C.E.; Rahnejat, H.18 - Fundamentals of hydrodynamic journal bearings: an analytical approach. Editor(s): Homer Rahnejat, *Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain*, Woodhead Publishing. **2010**, 591-614. <https://doi.org/10.1533/9781845699932.2.591>.
51. Benasciutti, D.; Gallina, M.; Munteanu, M. G.; Flumian, F. A Numerical Approach for the Analysis of Deformable Journal Bearings. *Fra&IntStrut* **2012**, 6, 37-45. <https://doi.org/10.3221/IGF-ESIS.21.05>
52. Nikolic, N.; Torovic, T.; Antonic Z. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings *Mechanism and Machine Theory*, **2012**, 58, 120-136. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.07.009>.
53. Sfyris, D.; Chasalevris, A. An exact analytical solution of the Reynolds equation for the finite journal bearing lubrication. *Tribology Int.* **2012**, 55, 46-58, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.05.013>.
54. Chasalevris, A.; Sfyris, D. Evaluation of the finite journal bearing characteristics, using the exact analytical solution of the Reynolds equation. *Tribol Int.* **2013**, 57, 216-234. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.08.011>.
55. Vencl, A.; Rac, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures. *Case study, Engineering Failure Analysis*. **2014**, 44, 217-228. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.05.014>.
56. Wei, L.; Wei, H.; Duan, S. and Zhang, Y. An EHD-mixed lubrication analysis of main bearings for diesel engine based on coupling between flexible whole engine

block and crankshaft. *Industrial Lubrication and Tribology*. **2015**, 67(2), 150-158. <https://doi.org/10.1108/ILT-08-2013-0088>.

57. Cherabi, B.; Hamrani, A.; Belaidi, I.; Khelladi, S.; Bakir, F. An efficient reduced-order method with PGD for solving journal bearing hydrodynamic lubrication problems. *Comptes Rendus. Mécanique*. **2016**, 344(10), 689-714. doi:10.1016/j.crme.2016.05.006.

58. Matsushita, O.; Tanaka, M.; Kobayashi, M.; Keogh, P.; Kanki, H.: Basics of plain bearings. In: Matsushita, O., Tanaka, M., Kobayashi, M., Keogh, P., Kanki, H. (eds.) *Vibrations of Rotating Machinery: Volume 2. Advanced Rotordynamics: Applications of Analysis, Troubleshooting and Diagnosis*, pp. 19–40. Springer Japan, Tokyo, 2019. https://doi.org/10.1007/978-4-431-55453-0_2.

59. Peter, R.; Childs, N. 5 - Journal bearings, *Editor(s): Peter R.N. Childs, Mechanical Design Engineering Handbook (Second Edition)*, Butterworth-Heinemann, **2019**, 167-230. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-102367-9.00005-6>.

60. Pang, X.; Jiang, W.; Jin, X. Investigation on Lubrication State of Sliding Bearings in Low-Speed Rotor System Subjected to Torque Load. *Int. J. Rotating Mach.* **2019**, 1791830. <https://doi.org/10.1155/2019/1791830>.

61. Manser B, Belaidi I, Hamrani A, Khelladi S, Bakir F. Texture shape effects on hydrodynamic journal bearing performances using mass-conserving numerical approach. *Tribology - Materials, Surfaces & Interfaces*. **2020**, 14(1), 33-50. doi:10.1080/17515831.2019.1666232.

62. Zhou, W.; Wang, Y.; Wu, G.; Gao, B.; Zhang, W. Research on the lubricated characteristics of journal bearing based on finite element method and mixed method. *Ain Shams Eng. J.* **2021**, 13, 101638. <https://doi.org/10.1016/j.asej.2021.11.007>

63. Xi, Y.; Deng, J.; Li, Y. A solution for finite journal bearings by using physics-informed neural networks with both soft and hard constrains", *Industrial Lubrication and Tribology*. **2023**, 75(5), 560-567. <https://doi.org/10.1108/ILT-02-2023-0045>
64. Wan, B.; Yang, J.; Sun, S. A Method for Monitoring Lubrication Conditions of Journal Bearings in a Diesel Engine Based on Contact Potential. *Appl. Sci.* **2020**, 10, 5199. <https://doi.org/10.3390/app10155199>
65. Xie, Z.; Jiao, J.; Yang, K. Experimental and numerical study on the mixed lubrication performances of a new bearing. *Tribol. Int.* **2023**, 182, 108334.
66. Zapoměl, J.; Ferfecki, P. A new concept of a hydrodynamic bearing lubricated by composite magnetic fluid for controlling the bearing load capacity. *Mech. Syst. Signal Process.* **2022**, 168, 108678. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2021.108678>.
67. Li, B.; Sun, J.; Wang, H.; Zhang, X. On the lubrication performance of journal bearing coupled with the axial movement of journal. *Ind. Lubr. Tribol.* **2022**, 74, 820–828. <https://doi.org/10.1108/ILT-12-2021-0476>.
68. Alshaer, B.J.; Lankarani, H.M. An exact analytical solution for dynamic loads generated by imperfect lubricated journal bearings in multibody systems. *Multibody System Dynamics.* **2024**, 1-16. <https://doi.org/10.1007/s11044-024-10020-6>.
69. Stelmakh, O.; Fu, H.; Guo, Y.; Wang, X.; Zhang, H. and Kaplun, P. Extrusion and rarefaction of lubricant in boundary layer is the key processes of adhesive wear of highly loaded tribocontacts. *Problems of Tribology.* **2022**, 27(3/105) 6–26. DOI:<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-105-3-6-26>.
70. Byotra, D.; Sharma, S. Performance analysis of textured journal bearing operating with and without nanoparticles in the lubricant, *Industrial Lubrication and Tribology*, **2022**, 74(9), 1028-1039. <https://doi.org/10.1108/ILT-03-2022-0078>.
71. He T., Zou D., Lu X., Guo Y., Wang Z., Li W. (2014). Mixed-lubrication analysis of marine stern tube bearing considering bending deformation of stern shaft

and cavitation. *Tribology Int.*, 73, 108-116. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.01.013>.

72. Huang, Q.; Yan, X. Impact factors on lubricant performance of stern bearing with misalignment angle induced by transverse vibration of shaft. *Ocean Eng.* **2020**, 216, 108051. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.108051>.

73. Zheng, L.; Zhu, H.; Fan, S.; Yang, T.; Wu, J.; Wang, C.; Cao, J. Effects of axial motion and couple stress on lubrication performances of ship stern shaft. *J. Eng. Tribol.* **2022**, 236, 1232–1243. <https://doi.org/10.1177/135065012110535>

74. Yang, T.; Zhu, H.; Fan, S.; Wu, J.; Yuan, J.; Zheng, L. Research on Lubrication Characteristics of Ship Stern Bearings Considering Bearing Installation Errors. *Lubricants* **2023**, 11, 478. <https://doi.org/10.3390/lubricants11110478>.

75. Li, R.; Wang, J.; Chen, Z.; Wang, F.; Liu, Y. Study on the Methods of Measurement, Optimization and Forecast of Propulsion Shaft Bearing Load of Ships. *J. Mar. Sci. Eng.* **2023**, 11, 1324. <https://doi.org/10.3390/jmse11071324>.

76. Du, F.; Li, D.; Hao, M.; Yu, Y.; Wang, W. Simulation and Experimental Research on the Failure of Marine Sliding Bearings. *J. Mar. Sci. Eng.* **2023**, 11, 61. <https://doi.org/10.3390/jmse11010061>.

77. Lin, C.G.; Yang, Y.N.; Chu, J.L.; Sima, C.; Liu, P.; Qi, L.B.; Zou, M.S. Study on nonlinear dynamic characteristics of propulsion shafting under friction contact of stern bearings. *Tribol. Int.* **2023**, 183, 108391.

78. Litwin, W. Marine Propeller Shaft Bearings under Low-Speed Conditions: Water vs. Oil Lubrication. *Tribology Transactions*, **2019**, 62(5), 839–849. <https://doi.org/10.1080/10402004.1625991>.

79. Хрулев, А. Э.; Кротов, М. В. Влияние неисправностей в системе смазки на характер повреждения подшипников ДВС. *Двигуни внутрішнього згорання*. **2018**, 1, 74 - 81. DOI: 10.20998/0419-8719.2018.1.1.

80. Богач В.М.; Довіденко, Ю.М.; Дуранов, О.П. Особенности работы лубрикаторных систем судовых довтоходовых двигунов. Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Одеса: НУ«ОМА». **2022**, 44, 53-63. doi: 10.31653/smf44.2022.53-63.

81. Богач, В.М.; Обертюр, К.Л.; Довіденко, Ю.М. Аналіз умов подачі мастила в циліндри судових ДВЗ. Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Одеса: НУ «ОМА». **2023**, 46, 5-16. doi: 10.31653/smf46.2023.5-16.

82. Заблоцький Ю. В.; Сагін, А. С. Визначення динамічних навантажень під час зміни режимів мащення прецизійних пар паливної апаратури судових дизелів. Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник. Одеса: НУ «ОМА». **2022**, 44. 121-131. doi: 10.31653/smf44.2022.121-131.

83. Ligier, J.-L.; Noel, B. Friction Reduction and Reliability for Engines Bearings. *Lubricants* **2015**, 3, 569-596. <https://doi.org/10.3390/lubricants3030569>

84. Сагин С.В., Ханмамедов С.А. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей за счет управления структурой смазочного слоя. *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* **1998**, 2, 89-94.

85. Сагин, С. В., Заблоцкий Ю. В. Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей. *Проблеми техніки: наук.-виробн. журнал. Одесса: ОНМУ.* **2012**, 4, 68 – 81.

86. Поповский Ю.М., Сагин С.В. Характеристики граничных слоев смазочных материалов судовых среднеоборотных дизелей. *Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сб.* **1997**, 2, 126-131.

87. Поповский Ю.М., Сагин С.В., Гребенюк М.Н. Влияние ориентационной упорядоченности в граничных смазочных слоях на триботехнические характеристики узлов трения. *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* **1998**, 1, 102-104.

88. Сагин, С. В.; Мацкевич, Д. В.; Оптические характеристики граничных смазочных слоев масел, применяемых в циркуляционных системах судовых дизелей *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* **2011**, 26, 116-125.

89. Поповский, А. Ю.; Сагин, С. В. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей. *Автоматизация судовых технических средств: науч.-техн. сборник.* **2014**, 20, 74-83.

90. Sagin, S.V.; Semenov, O.V.; Motor Oil Viscosity Stratification in Friction Units of Marine Diesel Motors. *American Journal of Applied Sciences.* **2016**, 13(2), 200-208. DOI: 10.3844/ajassp.2016.200.208.

91. Сагин, С.В. Реология моторных масел при режимах пуска и реверса судовых малооборотных дизелей. *Universum: технические науки: электрон. научн. журн.* **2018**, 3 (48). URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/5651>.

92. Сагин С. В. Определение диапазона стратификации вязкости смазочного материала в трибологических системах судовых дизелей. *Вісник Одеськ. нац. морск. ун-ту.: зб. наук. праць.* **2019**, 1(58), 89 – 100.

93. Сагін С.В.; Столярик Т.О. Аналіз експлуатаційних характеристик моторних мастил судових дизелів. *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник. Одеса: НУ «ОМА».* **2021**, 43, с. 69 - 80. doi: 10.31653/smf343.2021.69-80.

94. Stoliaryk, T. Analysis of the Operation of Marine Diesel Engines When Using Engine Oils With Different Structural Characteristics. *TAPR.* **2022**, 5, 22-32. DOI: <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2022.265868>.

95. Mohan, C. B.; Venkatesh, K.; Divakar, C.; Gopalakrishna, K.; Murali, L.; Lakshminarayana Bhatta, K.G. "Development of novel additives for slide way lubricants", *Industrial Lubrication and Tribology.* **2015**, (67)2, 110-118. <https://doi.org/10.1108/ilt-06-2012-0059>

96. Zhou, Y. Li. W.; Stump, B. C.; Connatser, R. M.; Lazarevic, S. Qu. J.; Impact of Fuel Contents on Tribological Performance of PAO Base Oil and ZDDP. *Lubricants*. **2018**, 6(3):79. <https://doi.org/10.3390/lubricants6030079>

97. Сорокін, Р. Р.; Козицький, С. В.; Ефективність використання неньютонівських рідин у гідродинамічних демпферах крутильних коливань колінчастого валу суднового дизеля. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2020**, 41, 88-96. doi:10.31653/smf341.2020.88-96.

98. Козицький, С. В.; Дем'яненко, І. А. Використання наночастинок оксиду титану (IV) TiO₂ для покращення трибологічних властивостей змащувального мастила. *Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2022**, 45, 134-144. doi: 10.31653/smf45.2022.134-144.

99. Столярик, Т.О. Забезпечення режимів мащення чотиритактних суднових дизелів. *Автоматизація суднових технічних засобів : наук.-техн. зб.* Одеса: НУ «ОМА». **2023**, 28, 90 – 105. DOI: 10.31653/1819-3293-2023-1-28-90-105.

100. Dmitrichenko, N. F.; Bilyakovich, O. N.; Fedyna, V. P.; Milanenko A. A.; Savchuk A. N. Consideration of service life extension of lubricants. *Metallurgical and Mining Industry*. **2015**, 12, 182-188. <http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-84959454508&partnerID=MN8TOARS>).

101. Dmitrichenko, N. F.; Savchuk A. M.; Milanenko A. A.; Turytsia, Yu. O. Method of determining the lubricating and antifriction characteristics of oils based on estimating their rheological characteristics under nonstationary conditions of lubrication. *Journal of Friction and Wear*. **2016** 37(2), 146-150 <https://doi.org/10.3103/s1068366616020045>.

102. . Ryu, Y.; Lee, Y.; Nam, J. Performance and emission characteristics of additives-enhanced heavy fuel oil in large two-stroke marine diesel engine. *Fuel*. **2016**, 182, 850-856. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.06.029>.

103. Zablotsky Yu.V.; Sagin S.V.; Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives. *Indian Journal of Science and Technology*. **2016**, 9(46), 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.

104. Sagin, S.; Karianskyi, S.; Madey, V.; Sagin, A.; Stoliaryk, T.; Tkachenko, I. Impact of Biofuel on the Environmental and Economic Performance of Marine Diesel Engines. *J. Mar. Sci. Eng.* **2023**, 11, 120. <https://doi.org/10.3390/jmse11010120>.

105. van Leeuwen, H. The determination of the pressure—viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. **2009**, 223(8), 1143-1163. doi:10.1243/13506501JET504.

106. van Leeuwen, H. The determination of the pressure-viscosity coefficient of a lubricant through an accurate film thickness formula and accurate film thickness measurements: part 2: high L values. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. **2011**, 225(6), 449-464. <https://doi.org/10.1177/1350650111398405>.

107. van Leeuwen, H. The determination of the pressure-viscosity coefficient of two traction oils using film thickness measurements. *Faseb Journal - FASEB J.* **2010** <https://www.researchgate.net/publication/254810258>.

108. Lotfizadeh Dehkordi, B; Shiller, PJ and Doll, GL. Pressure- and Temperature-Dependent Viscosity Measurements of Lubricants with Polymeric Viscosity Modifiers. *Front. Mech. Eng.* **2019**, 5:18. doi: 10.3389/fmech.2019.00018.

109. LotfizadehDehkordi, B.; Shiller, P. J.; Doll, G.L. Pressure- and Temperature-Dependent Viscosity Measurements of Lubricants with Polymeric Viscosity Modifiers. *Front. Mech. Eng.* **2019**, 5, 18. doi: 10.3389/fmech.2019.00018.

110. Habchi, W.; Bair, S. Quantifying the inlet pressure and shear stress of elastohydrodynamic lubrication. *Tribology International*. 2023, 182, 108351. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108351>.

111. Errichello, R. Selecting Oils with High Pressure-Viscosity Coefficient. Increase Bearing Life by More Than Four Times. *Machinery Lubrication*. 2004, 3. <https://www.machinerylubrication.com/Read/586/viscosity-coefficient-bearing>.

112. Motor Oils - Dynamic Viscosities (2011) https://www.engineeringtoolbox.com/dynamic-viscosity-motor-oils-d_1759.html [Дата звернення 27.11.2024]

113. Engine Room Simulator ERS Sulzer 12RTA 84(C) Machinery & Operation Part 3 [Дата звернення 27.12.2024]

114. WinGD RTA84C Technical Documentation. Main Data. 2024. <https://www.wingd.com/en/documents>. [Дата звернення 25.11.2024].

115. WinGD RTA68 Technical Documentation. Main Data. 2024. <https://www.wingd.com/en/documents>. [Дата звернення 21.09.2024]

116. MAN V48/60CR Propulsion Engine. Technical specifications. 2024. <https://www.man-es.com/docs/default-source/document-sync-archive/v48-60cr-propulsion-eng.pdf>. [Дата звернення 23.10.2024]

117. MAN B&W S50ME-B9.3-TII Project Guide. Engine Design. 2024. <https://www.manualslib.com/manual/1572750/Man-BAndw-S50me-B9-3-Tii.html>

118. Wärtsilä 46F Product Guide. Technical Data. 2024 <https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/ms-engine/product-guide-o-e-w46f.pdf>. [Дата звернення 17.10.2024].

119. Wärtsilä 32 Product Guide. Technical Data. <https://www.wartsila.com/docs/default-source/product-files/engines/ms-engine/product-guide-o-e-w32.pdf>.

120. MAN L27/38 Propulsion. Technical specifications. 2024. <https://www.man-es.com/docs/default-source/document-sync-archive/l27-38-propulsion-eng.pdf>.

121. Yanmar EY22 Series Operation Manual. Technical Data. 2024 <https://www.yanmar.com/global/support/manuals>. [Дата звернення 15.10.2024].
122. MTU Series 4000 Technical Data. 2024 <https://www.mtu-solutions.com/eu/en/services/download.html>. [Дата звернення 14.11.2024].
123. MTU Series 4000 Technical Data. 2024. <https://www.mtu-solutions.com/eu/en/services/download.html>. [Дата звернення 16.10.2024].
124. Голіков, В. А.; Голіков, В. В.; Онищенко, О.А. Використання технологій методології науки у дослідженнях морського та внутрішнього водного транспорту. *Водний транспорт*. **2022**, 1(35), 5-14. doi.org/10.33298/2226-8553.2022.1.35.01.
125. Сагін, С.В.; Кривий, М.О. Визначення розподілу тиску в шарі неньютонівських мастил у суднових енергетичних установках. *Вісник ОНМУ*. **2020**, 2(62), 160-170. <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2020-2-160-170>.
126. Сагін, С.В.; Кривий, М.О. Розрахунок контактного тиску та зони контакту в парах ковзання судових дизелів. *Автоматизація судових технічних засобів: наук. -техн. зб.* Одеса: НУ "ОМА". **2021**, 27. 84 – 92. DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-84-92.
127. Кривий О.Ф., Міюсов М. В., Кривий М. О. Математичне моделювання роботи судових гвинтів при різних режимах маневрування *Судноводіння*. **2021**, 32, 71-87. DOI: 10.31653/2306-5761.32.2021.71-87
128. Кривий, М. О.; Сагін, С. В. Визначення впливу властивостей моторних мастил на розподіл тиску в парах ковзання судових дизелів. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2021**, 43, 18-24. doi: 10.31653/smf43.2021.18-24.
129. Кривий О. Ф., Міюсов М. В., Кривий М. О. Математичне моделювання роботи судових стерн при різних режимах маневрування. *Судноводіння*. **2023**, 34, 93-114. DOI: 10.31653/2306-5761.34.2023.93-114.

130. Кривий, М.О. Визначення характерних кутів пар ковзання суднових енергетичних установок. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2023**, 47, 32-45. DOI: 10.31653/smf47.2023. 32-45.

131. Кривий О.Ф., Міусов М. В., Кривий М. О., Нові математичні моделі коефіцієнту упору і коефіцієнту моменту на валу гребного гвинта судна. *Судноводіння*. **2023**, 35, 60-75. DOI: 10.31653/2306-5761.35.2023.60-75.

132. Кривий М. О. Вдосконалення критеріїв для визначення режимів роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу. *Суднові енергетичні установки : науково-технічний збірник*. Одеса: НУ «ОМА». **2024**, 49, 54 – 68. DOI: 10.31653/smf49.2024. 54-68.

133. Kryvyi, O.; Miyusov M.; Kryvyi M. Construction and Analysis of New Mathematical Models of the Operation of Ship Propellers in Different Maneuvering Modes. *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. **2023**, 17 (1), 95-102. doi:10.12716/1001.17.01.09.

134. Kryvyi, O.; Miyusov, M. V.; Kryvyi, M. Analysis of Known and Construction of New Mathematical Models of Forces on a Ship's Rudder in an Unbounded Flow. Analysis. *Trans Nav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. **2023**, 17(4), 831-839. DOI:10.12716/1001.17.04.09.

135. Kryvyi, O.; Miyusov, M. V.; Kryvyi, M. New mathematical models for the load factor of slip pairs in the ship propulsion system for non-Newtonian lubricants. *Pomorstvo*. **2024**, 38(1), 114–125. <https://doi.org/10.31217/p.38.1.9>.

136. Кривий, М. О. Особливості реології моторних мастил при забезпеченні режимів змащення пар тертя суднових малообертових дизелів. *Матер. наук.-техн. конференції «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт»*, Частина 1. Одеса: НУ «ОМА». **2017**, с. 31 - 34.

137. Кривий, М. О. Забезпечення режимів мащення підшипникових вузлів малообертових дизелів при режимах пуску і реверсу. *Матеріали VIII*

Міжнародної науково-технічної конференції. Миколаїв: Національний університет кораблебудування, **2017**, с. 74 - 78.

138. Кривий, М. О. Дослідження явищ стратифікації в'язкості моторного мастила в вузлах тертя судових дизелів. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті: Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції MINTT-2018*, – Херсон : Херсонська державна морська академія. **2018**, с. 321 - 324. https://ksma.ks.ua/wp-content/uploads/2021/Матеріали_MINTT_2018.pdf.

139. Кривий, М.О.; Сагін, С.В. Математична модель мастильного шару в парах ковзання в судових енергетичних установках. *Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»* Одеса, НУ «ОМА». **2019**, с. 144 – 148. [dx.doi.org/10.31653/2706-7874](https://doi.org/10.31653/2706-7874).

140. Кривий, М.О.; Сагін, С.В. Визначення максимального контактного тиску в парах ковзання судових енергетичних установок. *Матеріали XI міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ «ОМА», **2021**. – с. 79-83. DOI:10.31653/2706-7874.SEEEE-2021.11.1-238.

141. Сагін, С. В.; Кривий, М. О. Вплив властивостей мастил на розподілу тиску в парах ковзання в судових енергетичних установках. *Матеріали першої міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології засобів транспорту»*, Харків-Миргород. **2021**, 89-90. http://ptzt.kart.edu.ua/images/filePTZT/PTZT_2021.pdf.

142. Кривий О.Ф.; Міюсов, М.В.; Кривий М.О. Вплив зміни фазових координат руху судна на характеристики роботи гребного гвинта. *Матеріали XII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія,*

електроніка і автоматика», Одеса: НУ «ОМА», **2022**, с.40-43. DOI:10.31653/2706-7874.SEEEA-2022.11.1-203.

143. Кривий М. О. Математичні моделі мастильного шару в парах ковзання суднових енергетичних установок. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, Одеса: НУ ОМА, **2023**, с.118-121. <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2023.22.11.23.pdf>.

144. Кривий О.Ф.; Міусов, М. В.; Кривий, М. О. Математичні моделі коефіцієнта корисної дії суднових гвинтів. *Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, – Одеса: НУ ОМА, **2023**, с.126-129 <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2023.22.11.23.pdf>.

145. Кривий М. О. Критерій застосовності неньютонівських мастил в підшипниках ковзання суднових енергетичних установках. *Матеріали XIV міжнародної науково-технічної конференції «Суднова електроінженерія, електроніка і автоматика»*, 19.11.2024 - 20.11.2024. – Одеса: НУ ОМА, **2024**. – С.75-78 <http://femire.onma.edu.ua/docs/conf/SEEEA-2024.19.11.24.pdf>.

146. Кривой, А. Ф.; Миусов М. В. Математические модели гидродинамических характеристик пропульсивного комплекса судна для произвольных углов дрейфа. *Судоводіння*. **2018**, 28, 88-103. DOI: 10.31653/2306-5761.27.2018.88-102.

147. Kryvyi, O. F.; Miyusov, M. V. Mathematical model of hydrodynamic characteristics on the ship's hull for any drift angles. *Advances in Marine Navigation and Safety of Sea Transportation*. Taylor & Francis Group, London, UK. **2019**, 111-117.

148. Kryvyi, O. F.; Miyusov, M. V. The Creation of Polynomial Models of Hydrodynamic Forces on the Hull of the Ship with the help of Multi-factor Regression

Analysis. 8 *International Maritime Science Conference. IMSC Budva, Montenegro. 2019*, 545-555 http://www.imsc2019.ucg.ac.me/IMSC2019_BofP.pdf.

149. Kryvvi, O.; Miyusov, M. Construction and Analysis of Mathematical Models of Hydrodynamic Forces and Moment on the Ship's Hull Using Multivariate Regression Analysis. *TransNav, the International Journal on Marine Navigation and Safety of Sea Transportation. 2021*, 15 (4) 853-864. doi:10.12716/1001.15.04.18.

150. Cui, Jin-Lei,; Yang, Ping, LIU; Xiao-ling, Yang Pei-an. Discussion on the new viscosity pressure relationship based on lubricating oil density [J]. *Journal of Tribology, 2016*, (01):13-19. DOI: 10.16078/j.tribology.2016.01.003.

151. Cui, Jin-Lei; Yang Ping, Liu, Xiao-ling; Yang, Pei-an. Further discussion on the relationship between density and viscosity of lubricating oil and quantitative generalized Newtonian thermoelastic hydrodynamic numerical analysis. *Journal of Tribology. 2016*, 36 (06). DOI: 10.16078/j.tribology.2016.06.003.

152. Lijun, Yang; Yanshuang Wang; Erqiang Wang; Feilang Ning, Study on the Relationship Between Kinematic Viscosity, Density and Temperature of Lubricating Oil PAO, *INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING RESEARCH & TECHNOLOGY (IJERT). 2020*, 09 (06). DOI: 10.17577/IJERTV9IS060883.

153. Мацкевич, Д. Регенерація експлуатаційних властивостей моторних мастил суднових дизелів. *Вісник Одеського національного морського університету. 2020*, 61, 121-130. DOI: <https://doi.org/10.47049/2226-1893-2020-1-121-130>.

154. Погорлецький, Д.С.; Грицук, І.В.; Худяков, І.В.; Самарін, О.Є.. «Особливості експлуатації лубрикаторної системи мащення суднових малообертових двигунів». *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки, 2024. 48 167-78.* <https://doi.org/10.31498/2225-6733.48.2024.310707>.

155. Sikora, G.; Miszczak, A. The Influence of Oil Ageing on the Change of Viscosity and Lubricity of Engine Oil. *SSP*. **2013**. 199, 182–187. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/ssp.199.182>.

156. Sagin, S.; Sagin, A.; Zablotskyi, Y.; Fomin, O.; Píštěk, V.; Kučera, P. Method for Maintaining Technical Condition of Marine Diesel Engine Bearings. *Lubricants* **2025**, *13*, 146. <https://doi.org/10.3390/lubricants13040146>.

ДОДАТОК

Акти впровадження результатів дисертаційного дослідження



УКРАЇНА

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

вул. Дідріхсона, 8, м. Одеса, 65052, тел.: (+38 048) 793-1672, факс: (+38 048) 793-1694
 www.onma.edu.ua e-mail: info@onma.edu.ua Код ЄДРПОУ 01127799



ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор
 Національного університету
 «Одеська морська академія»
 д-р юрид. наук, професор

Олександр ШЕМЯКІН

_____ 2025 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи

Кривого Марка Олександровича

на тему «Вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил» в освітньому процесі Національного університету «Одеська морська академія»

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу Національного університету «Одеська морська академія» Пархоменко М. М., директор навчально-наукового інституту інженерії, к-т техн., наук, професор Колегаєв М. О., завідувач відділу аспірантури та докторантури к-т техн., наук, доцент Волков О.М. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Кривого Марка Олександровича на тему «Вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил» впроваджені в освітній процес під час підготовки здобувачів освіти навчально-наукового інституту інженерії та аспірантури, а саме:

- математичні моделі гідродинамічних процесів в мастильному шарі рамових і шатунних важко навантажених підшипників ковзання, із врахуванням неньютонівської поведінки мастил – під час викладання освітнього компонента «Суднові двигуни внутрішнього згоряння» (для здобувачів наукового ступеня бакалавр);
- технологія забезпечення рідинних режимів мащення в підшипниках ковзання суднових енергетичних установок, які враховують градієнт в'язкості мастил – під час викладання освітнього компонента «Процеси перетворення енергії суднових силових установок» (для здобувачів наукового ступеня магістр);
- технологія визначення і врахування неньютонівських характеристик суднових моторних мастил – під час викладання освітнього компонента «Дослідницький практикум» (для здобувачів наукового ступеня доктор філософії)..

Начальник навчального відділу

Микола ПАРХОМЕНКО

Завідувач відділу аспірантури та докторантури,
к-т техн. наук, доцент

Олександр ВОЛКОВ

Директор навчально-наукового інституту інженерії,
к-т техн. наук, професор

Михайло КОЛЕГАЄВ



Greece, Athens, Lazaraki Str.,
 manning@olivecrew.com.
 http://www.olivecrew.com

Акт впровадження наукових результатів

Цей акт складений у тому, що розроблені та запропоновані в дисертаційній роботі «Вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки мастил» Кривого Марка Олександровича критерії оцінки роботи підшипників ковзання суднового пропульсивного комплексу, із врахуванням неньютонівських властивостей мастил, були застосовані під час експлуатації м/в «Aquavita evolution».

Це сприяло покращенню технічного стану рамових та мотильових підшипників ковзання головного двигуна, а також опорних підшипників валопроводу та дейдвудного підшипника.

Капітан
 м/в «Aquavita evolution»



Антон ГЛЕБОВ
 19.12.2024

Старший механік
 м/в «Aquavita evolution»

Євген СКУРАТОВ
 19.12.2024



INTERUNITY MANAGEMENT CORPORATION S.A.
69 Ethnikis Antistaseos Str., 15231 Athens, Greece

АКТ

щодо використання результатів дисертаційної роботи на здобуття
наукового ступеню доктора філософії

Кривого Марка Олександровича

**«Вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання
суднового пропульсивного комплексу із врахуванням
неньютонівської поведінки мастил»**

Цей акт засвідчує, що запропонована у дисертаційному дослідженні
«Вдосконалення моніторингу роботи підшипників ковзання суднового
пропульсивного комплексу із врахуванням неньютонівської поведінки
мастил» Кривим Марком Олександровичем технологія визначення
критичних контактних кутів під час попередження контактних взаємодій
між поверхнями вкладишів підшипника ковзання та колінчатого валу або
валопроводом була використана на судні “Roberta” класу Bulk Carrier
дедвейтом 37620 тонн.

При цьому було забезпечено зниження градієнту в'язкості та
температури мастила під час мащення вказаних контактних з'єднань, що
сприяло збільшенню надійності роботи головного двигуна та підвищенню
ефективності роботи суднового пропульсивного комплексу.

Капітан m/v “Roberta”

Старший механік m/v “Roberta”



О. Гаревічус
12.12.2024

С. Солтиєв
12.12.2024