

Національний університет “Одеська морська академія”
Міністерства освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Шебанов Андрій Миколайович

УДК 621.431.74.03-57

ДИСЕРТАЦІЯ

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВИХ ДВИГУНІВ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ МАЩЕННЯ ЦИЛІНДРІВ

Спеціальність 05.05.03 - двигуни та енергетичні установки
Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

_____ А.М. Шебанов

Науковий керівник: Богач Валентин Михайлович, к.т.н., доцент

Одеса 2018

АНОТАЦІЯ

Шебанов А.М. Підвищення ефективності експлуатації суднових двигунів шляхом удосконалення систем мащення циліндрів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний Університет "Одеська морська академія", Одеса, 2018.

На базі огляду літературних джерел проведено аналіз основних напрямків вирішення проблеми підвищення ефективності роботи лубрикаторної системи суднового дизелю шляхом збільшення рівномірності розподілу плівки мастила по робочій поверхні циліндрової втулки двигуна.

В результаті аналізу було встановлено, що для вирішення вказаної проблеми необхідно визначення оптимальних значень гідравлічних і геометричних параметрів системи мащення для забезпечення подачі мастила в циліндри рівномірними порціями на кожному оберті двигуна. Обґрунтовано основний напрямок дисертаційного дослідження, яке присвячене розробці способу мащення, що забезпечує стабільну і рівномірну плівку мастила на поверхнях його контакту з деталями ЦПГ.

Об'єктом дослідження є процес мащення циліндрів суднового двигуна, а предметом - гідравлічні характеристики процесу руху робочої рідини в лубрикаторних системах.

Викладена методика наукового дослідження, розроблена його технологічна карта, в якій відображені наукові завдання, основні наукові результати, наукова значимість, практична цінність та сформульовано наукове положення, обґрунтовані методи вирішення наукових завдань, наведена методика експериментальних досліджень, в тому числі і в експлуатаційних умовах.

Також сформульована мета, висунута гіпотеза і поставлене головне завдання дослідження, яке полягає в визначенні оптимальних характеристик процесу мащення циліндрів ДВЗ для забезпечення рівномірного розподілу

мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ. Обробка отриманих результатів виконувалася за допомогою методів математичної статистики.

Визначена практична цінність результатів роботи, яка обумовлює можливість впровадження практичних рекомендацій, одержаних в дисертації, а також сформульоване основне наукове положення. Приведена методика вирішення складових задач, яка описує основні етапи виконання дисертаційного дослідження, що включає теоретичні розробки з використанням сучасних методів аналітичного аналізу та проведення комп'ютерного моделювання, яке підтверджує коректність одержаних способів визначення оптимальних гідравлічних та геометричних параметрів системи мащення циліндрів ДВЗ.

В основній частині роботи приведена формалізація процесу руху робочої рідини по каналах системи мащення, та розглянуто вплив характеристик цього процесу на ефективність використання мастила в ДВЗ.

Виконано дослідження роботи лубрикаторних систем в експлуатаційних умовах для встановлення гідравлічних характеристик процесу мащення деталей ЦПГ судових ДВЗ та визначення характеру руху робочої рідини в системі. В результаті проведених досліджень сформульовано загальний висновок, що імпульсний характер тиску в системі мащення обумовлює подачу більшої частини мастила в циліндри ДВЗ на перших двох обертах колінчастого вала двигуна, зі значною ($1,3 \dots 2,2$ м/с) швидкістю та з послідовними перервами в подачі протягом $3 \dots 5$ обертів, це обумовлює значну нерівномірність подачі мастила, що призводить до нестабільності його плівки на дзеркалі циліндра.

Теоретичні дослідження гідродинаміки руху мастила в системі мащення, засновані на вирішенні рівнянь несталої ізотермічного руху в'язкої рідини з обліком початкових і граничних умов у вузлах системи мащення, а також рівнянні нестисливої рідини в циліндричній системі координат. При цьому для вирішення поставленого завдання застосовувались необхідні математичні перетворення. Перепад тиску, під дією якого відбувається рух мастила в системі визначався безпосередньо з осцилограмм процесу мащення.

В результаті теоретичних досліджень отримані рівняння, що встановлюють взаємозв'язок основних параметрів процесу мастилоподачі з гідравлічними характеристиками каналу й експлуатаційними показниками роботи двигуна. Запропонований метод розрахунків основних параметрів подачі мастила в циліндр суднового двигуна дозволяє без проведення експериментів з достатньою точністю оцінювати ефективність організації процесу мащення, а також визначати оптимальну комбінацію факторів, що забезпечують рівномірну подачу мастила на дзеркало циліндрової втулки ДВЗ.

На основі синтезу наукових результатів розв'язання допоміжних завдань та узагальнення досвіду експлуатації двигунів внутрішнього згоряння морських суден вирішене головне завдання дослідження – визначення оптимальних характеристик процесу мащення циліндрів ДВЗ для забезпечення рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ.

Запропоновано новий спосіб організації процесу мащення циліндрів суднових ДВЗ, який було реалізовано в технічному рішенні, та організовано і проведено експлуатаційну перевірку його ефективності. В результаті виконаних вимірювань лінійного зносу циліндрових втулок та масового зносу поршневих кілець в різних умовах експлуатації дизелів, підтверджена ефективність розробленого способу мащення

Наукова новизна результатів дисертаційної роботи полягає в тому, що оптимізація процесу мащення циліндрів суднового двигуна, для створення умов рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ забезпечується підтриманням постійного тиску в лубрикаторній системі протягом усього циклу мастилоподачі шляхом зміни об'єму системи та заданням оптимального гідравлічного опору.

У результаті дослідження вперше встановлено, що:

- імпульсний (змінний) характер тиску в системі мащення обумовлює подачу більшої частини мастила в циліндри ДВЗ на перших 2-х обертах колінчастого вала двигуна, зі значною (1,3...2,2 м/с) швидкістю та з послідовними перервами в подачі протягом 3...5 обертів, це обумовлює значну нерів-

номірність подачі мастила, що призводить до нестабільності його плівки на дзеркалі циліндра;

- стабільність плівки мастила на поверхнях тертя деталей ЦПГ забезпечується постійним тиском в лубрикаторній системі, який створюється при наступних гідравлічних і геометричних характеристиках: однаковій жорсткості пружин клапана штуцера і акумулятора об'єму мастила, при зусиллях пружин рівних тиску продувного повітря ДВЗ; розміри каналу дроселя, які забезпечують оптимальний опір на виході із системи мащення, для розглянутих ДВЗ, знаходяться в інтервалі 1,5...2 мм;

Удосконалено математичну модель руху робочої рідини в умовах роботи лубрикаторної системи з постійним тиском мастила в ній. Отримали подальший розвиток методи експериментальних досліджень лубрикаторних систем суднових ДВЗ в експлуатаційних умовах, в частині визначення основних взаємозв'язків режимів подачі мастила в циліндр із геометрією нагнітального тракту системи мащення, що дозволяє оцінювати ефективність її роботи.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці удосконаленої, з оптимальними гідравлічними характеристиками, системи мащення циліндрів, що підвищує ефективність експлуатації суднових ДВЗ.

Результати дисертаційного дослідження, методика, програми розрахунків й засоби випробувань впроваджені в навчальний процес та науководослідну роботу НУ"ОМА", а вдосконалені вузли систем мащення циліндрів на головних двигунах 3-х морських суден. Економічний ефект від використання розробок, в розрахунку на одне судно із двигуном RTA складає 22...35 тис. USD на рік в залежності від потужності двигуна, що підтверджено відповідними актами.

Ключові слова: судновий дизель, система мащення, лубрикатор, мастилопідводящий канал, процес мащення, циліндрова втулка, поршень, поршневе кільце, знос, нагар.

Основні результати дисертаційного дослідження опубліковані в наступних наукових працях:

1. Богач В.М. Прогнозирование условий маслоподачи в цилиндры судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.А. Задорожный // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.–2006.-Вып.15-Одесса:ОНМА.- С.10-16.
2. Богач В.М. Истечение мастила из смещенных каналов в цилиндры длинноходовых СДВС / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2006.- Вып. 17- Одесса: ОНМА.- С.38-46.
3. Богач В.М. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев, Ю.И. Журавлев // Судовые энергетические установки: науч.- техн.сб.- 2007.- Вып. 19.- Одесса: ОНМА.- С. 10-22.
4. Богач В.М. Повышение эксплуатационной эффективности судовых технических устройств / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.В. Сотников // Судовые энергетические установки: науч.- техн.сб.-2007.-№ 20.-Одесса: ОНМА. - С.30-38.
5. Богач В.М. Исследование работы лубрикаторной системы в эксплуатационных условиях / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.-2009.-№ 24.-Одесса: ОНМА. - С. 52-59.
6. Богач В.М. Исследование процесса маслоподачи двухрядной системой “Puls” без аккумуляирования давления мастила / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Альманах современной науки и образования.№8(98) 2015 –Тамбов.-С.28-32.
7. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумуляированием давления мастила / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2013.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.
8. Шебанов А.Н. Методика оценки погрешностей результатов измерений показателей работы системы смазывания судового дизеля / А.Н. Шебанов //

Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 34 - Одесса: ОНМА. - С.121-129.

9. Богач В.М. Эксплуатационная проверка эффективности модернизированной системы смазывания цилиндров двигателей РТА / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2016.- Вып. 36 - Одесса: ОНМА. - С.41-49.

10.Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації.

11.Богач В.М. Повышение эффективности эксплуатации лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.А. Задорожный, А.Н. Шебанов // Матеріали Міжнародної наукової та науково-методичної конференції «Сучасні проблеми суднової енергетики 2006» - Одесса: ОНМА. 2006 -С. 26-29.

12.Богач В.М. Исследование процесса подачи мастила в цилиндры двигателей РТА «Зульцер» / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, // Матеріали Міжнародної наукової та науково-методичної конференції «Сучасні проблеми суднової енергетики 2007» - Одесса: ОНМА. 2007-С. 20-21.

13.Богач В.М. Исследование режимов смазывания деталей ЦПГ в эксплуатационных условиях / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки і системи: експлуатація та ремонт» - Одесса: ОНМА, 2009 - С. 107-108.

14.Шебанов А.Н. Повышение надежности эксплуатации судовых дизелей усовершенствованием систем смазывания цилиндров / А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції "Енергетика судна: експлуатація та ремонт"– Одесса: ОНМА, 2010 – С. 84-87.

15.Богач В.М. Повышение эффективности систем смазывания цилиндров при эксплуатации судовых дизелей / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шеба-

нов // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2012 - С. 64-65.

16. Шебанов А.Н. Обеспечение надежности эксплуатации судовых дизелей совершенствованием систем смазывания / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Енергетика судна: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2014 - С. 116-118.

17. Шебанов А.Н. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей путем усовершенствования систем смазывания цилиндров] / А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» - Одеса: НУ «ОМА», 2017 - С. 120-123.

18. Богач В.М. Підвищення ефективності експлуатації СТЗ шляхом вдосконалення процесу мащення ЦПГ / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» - Одеса: НУ «ОМА», 2018 - С. 179-183.

ANNOTATION

Shebanov A.N. Increase efficiency operation ship diesel engines by improvement of lubrication systems cylinders. It is Qualifying scientific labor on rights for a manuscript. The dissertation on competition a scientific degree of candidate technical science (Ph.D.). Speciality 05.05.03 - engines and power plants. National University "Odessa maritime academy", Odessa, 2018.

On the basis review references the analysis of the basic directions decision a problem increase overall performance system of greasing ship diesel engine by increase in uniformity of distribution film oil on a working surface cylinder plug engine. As a result of the analysis it has been established, that for the decision specified problem definition optimum values hydraulic and geometrical parameters of system greasing for maintenance giving lubricant oil in cylinders on each turn of the engine is necessary in the uniform portions. The basic direction of dissertation-

al research which is devoted working out a way greasing that provides a stable and uniform film lubricant oil on surfaces its contact to engine details is defined.

Object research is process greasing of cylinders the ship engine, and a subject - hydraulic characteristics process movement a working liquid in greasing systems. The technique scientific research is stated, its technological card in which scientific problems are displayed, the basic scientific results, the scientific importance, practical value is developed and scientific position, methods of the decision scientific problems is formulated, the technique experimental researches, including in operational conditions is resulted.

The purpose is formulated, the hypothesis is put forward and the main task of research which consists in definition optimum characteristics process greasing of cylinders for maintenance uniform distribution lubricant oil on a surface its contact to movement details is put. Processing the received results was carried out by means of methods mathematical statistics. Practical value of results of work which causes possibility introduction the practical recommendations received in the dissertation is defined, and also the basic scientific position is formulated. The technique the decision of compound problems which describes the basic stages performance the researches, including theoretical workings out with use modern methods of the analysis and carrying out computer modelling that confirms a correctness the received ways definition optimum hydraulic and geometrical parametres system greasing of cylinders is resulted. In the basic part of work formalisation process movement a working liquid on channels system greasing, and influence of characteristics this process on efficiency use of lubricant oil in the engine is resulted.

It is performed researches work of systems greasing in operational conditions for an establishment hydraulic characteristics process greasing details movement ship engines and definition of character movement a working liquid in system. As a result of the spent researches the general conclusion is formulated, that pulse character pressure in greasing system leads to giving to a part of lubricant oil in engine cylinders on the two first turns a cranked shaft the engine, with considerable (1,3... 2,2 m/s) speed and with the subsequent breaks in giving throughout 3...

5 turns, it cause considerable non-uniformity of giving oil which leads to instability its film in the cylinder.

Theoretical researches hydrodynamics movement lubricant oil in system the greasings based on the decision of the equations unsteady isothermal movement a viscous liquid taking into account initial and boundary conditions in knots system greasing, and also the equation an incompressible liquid in cylindrical system of co-ordinates. Thus necessary mathematical transformations were applied to the task in view decision. Pressure difference under which action there is a movement of lubricant oil in system was defined directly from the schedule. The offered method calculations key parametres giving of oil in the cylinder the ship engine resolves without carrying out experiments with sufficient accuracy to estimate efficiency the organisation process greasing, and also to define an optimum combination of factors which provide uniform giving oil on a plug mirror.

On the basis synthesis scientific results the decision auxiliary problems and generalisation operating experience of internal combustion engines sea courts the research main task - definition optimum characteristics process greasing cylinders for maintenance uniform distribution oil on a surface of its contact to engine details is solved. The new way of the organisation process greasing cylinders ship engines which it has been realised in the technical decision is offered, and is spent operational check of its efficiency. As a result measurements deterioration cylinder plugs and deterioration of piston rings in different conditions operation diesel engines, efficiency of the developed way greasing is confirmed.

Scientific novelty of results dissertational work consists that optimisation process greasing cylinders the ship engine, for creation conditions uniform distribution lubricant oil on a surface of its contact to movement details is provided with maintenance of constant pressure in system throughout all cycle giving oil by change volume system and the task of optimum hydraulic resistance.

As a result research for the first time it is defined, that:

- Pulse character of pressure in greasing system leads to giving an oil part in cylinders on first two turns the engine, with considerable (1,3... 2,2 m/s) speed and

with the subsequent breaks in giving throughout 3... 5 turns, it cause considerable non-uniformity giving oil which leads to instability of its film on a cylinder mirror;

- Stability of a film lubricant oil on surfaces a friction details movement is provided with constant pressure in system greasing which is created at following hydraulic and geometrical characteristics: identical rigidity springs of the valve the union and the accumulator volume oil, at efforts of springs equal pressure blowing-off air; the sizes the channel a throttle which provide optimum resistance on an exit from greasing system, for the considered engines, are in an interval 1,5... 2 mm;

The mathematical model movement a working liquid in working conditions of system with constant pressure lubricant oil in it is improved. Have received the further development methods of experimental researches systems greasing ship engines in operational conditions, regarding definition of the basic interconnection modes giving oil in the cylinder with geometry of a delivery path system greasing which allow to estimate efficiency its work.

Practical value the received results consists in working out advanced system greasing cylinders, with optimum hydraulic characteristics which raise efficiency of operation o ship engines. Results dissertational research, a technique, programs calculations and means tests are used in educational process and scientific work NU “OMA”, and advanced knots systems greasing cylinders on the main engines of three sea courts. Economic benefit use workings out, counting on one vessel with engine RTA makes 22... 35 thousand USD a year depending on capacity of the engine that is confirmed by certificates.

Keywords: ship diesel engine, long-stroke diesel engine, system of lubrication, oil feed channel, process of oil absorption, cylinder liner, piston, piston ring, wear, carbonization.

The basic results of dissertation research of bread-winner are published in the following scientific labors:

1. Богач В.М. Прогнозирование условий маслоподачи в цилиндры судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.А. Задорожный // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.–2006.-Вып.15-Одесса: ОНМА.- С.10-16.

2. Богач В.М. Истечение мастила из смещенных каналов в цилиндры длинноходовых СДВС / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2006.- Вып. 17- Одесса: ОНМА.- С.38-46.

3. Богач В.М. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев, Ю.И. Журавлев // Судовые энергетические установки: науч.- техн.сб.- 2007.- Вып. 19.- Одесса: ОНМА.- С. 10-22.

4. Богач В.М. Повышение эксплуатационной эффективности судовых технических устройств / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.В. Сотников // Судовые энергетические установки: науч.- техн.сб.-2007.-№ 20.-Одесса: ОНМА. - С.30-38.

5. Богач В.М. Исследование работы лубрикаторной системы в эксплуатационных условиях / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.-2009.-№ 24.-Одесса: ОНМА. - С. 52-59.

6. Богач В.М. Исследование процесса маслоподачи двухрядной системой “Puls” без аккумулялирования давления мастила / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Альманах современной науки и образования.№8(98) 2015 –Тамбов.-С.28-32.

7. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумулялированием давления мастила / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2013.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.

8. Шебанов А.Н. Методика оценки погрешностей результатов измерений показателей работы системы смазывания судового дизеля / А.Н. Шебанов //

Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 34 - Одесса: ОНМА. - С.121-129.

9. Богач В.М. Эксплуатационная проверка эффективности модернизированной системы смазывания цилиндров двигателей РТА / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2016.- Вып. 36 - Одесса: ОНМА. - С.41-49.

10. Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.

Publications which certify approbation of materials of dissertation.

11. Богач В.М. Повышение эффективности эксплуатации лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.А. Задорожный, А.Н. Шебанов // Матеріали Міжнародної наукової та науково-методичної конференції «Сучасні проблеми суднової енергетики 2006» - Одесса: ОНМА. 2006 -С. 26-29.

12. Богач В.М. Исследование процесса подачи мастила в цилиндры двигателей РТА «Зульцер» / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, // Матеріали Міжнародної наукової та науково-методичної конференції «Сучасні проблеми суднової енергетики 2007» - Одесса: ОНМА. 2007-С. 20-21.

13. Богач В.М. Исследование режимов смазывания деталей ЦПГ в эксплуатационных условиях / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки і системи: експлуатація та ремонт» - Одесса: ОНМА, 2009 - С. 107-108.

14. Шебанов А.Н. Повышение надежности эксплуатации судовых дизелей усовершенствованием систем смазывания цилиндров / А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції "Енергетика судна: експлуатація та ремонт" – Одесса: ОНМА, 2010 – С. 84-87.

15. Богач В.М. Повышение эффективности систем смазывания цилиндров при эксплуатации судовых дизелей / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шеба-

нов // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2012 - С. 64-65.

16. Шебанов А.Н. Обеспечение надежности эксплуатации судовых дизелей совершенствованием систем смазывания / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Енергетика судна: експлуатація та ремонт» - Одеса: ОНМА, 2014 - С. 116-118.

17. Шебанов А.Н. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей путем усовершенствования систем смазывания цилиндров / А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» - Одеса: НУ «ОМА», 2017 - С. 120-123.

18. Богач В.М. Підвищення ефективності експлуатації СТЗ шляхом вдосконалення процесу мащення ЦПГ / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» - Одеса: НУ «ОМА», 2018 - С. 179-183.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	17
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ РОБІТ ПРО СУЧАСНИЙ СТАН ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ.....	22
1.1. Конструктивні особливості сучасних систем мащення циліндрів суднових дизелів	22
1.2. Огляд і критичний аналіз методів розрахунку й моделювання лубрикаторних систем	34
1.3. Вплив ефективності експлуатації систем мащення циліндрів на техніко-економічні показники роботи двигуна	36
1.4. ВИСНОВКИ ДО ПЕРШОГО РОЗДІЛУ	47
РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ.....	48
2.1. Вибір теми наукового дослідження.....	48
2.2. Обґрунтування мети і завдань дисертаційного дослідження	51
2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження	52
2.4. Експериментальна установка й методика досліджень	56
2.5. Оцінка погрешностей результатів вимірювань	69
2.6. Основні оціночні показники процесу витікання мастила в циліндри дизелів	78
2.7. ВИСНОВКИ ДО ДРУГОГО РОЗДІЛУ	83
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ МАСТИЛА В ЦИЛІНДРИ СУДНОВИХ ДОВГОХОДОВИХ ДИЗЕЛІВ	84
3.1. Дослідження процесу акумуляторної мастилоподачі в циліндри двигунів РТА.....	85
3.1.1. Дослідження процесу мастилоподачі однорядною лубрикаторною системою з акумулюванням тиску мастила.	85
3.1.2. Дослідження процесу мастилоподачі дворядною лубрикаторною системою з акумулюванням тиску мастила.	95
3.2. Дослідження процесу мастилоподачі в циліндри довгоходових двигунів безакумуляторною електронною системою мащення.	103

3.2.1. Дослідження процесу мастилоподачі дворядною системою "Puls" без акумулювання тиску мастила.....	103
3.2.2. Дослідження процесу мастилоподачі однорядною системою "Puls" без акумулювання тиску мастила.....	114
3.3. ВИСНОВКИ ДО ЧЕТВЕРТОГО РОЗДІЛУ	119

РОЗДІЛ 4. УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ГІДРОДИНАМІКИ ВИТІКАННЯ МАСТИЛА В ЦИЛІНДРИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	120
4.1. Обґрунтування критеріїв, постановка завдання, початкові й граничні умови	120
4.2. Математичний опис процесу руху мастила в системі мащення.....	122
4.3. Чисельне моделювання процесу мастилоподачі	132
4.4. Моделювання на ПК роботи лубрикаторної системи	137
4.5. ВИСНОВКИ ДО ТРЕТЬОГО РОЗДІЛУ	141

РОЗДІЛ 5. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ	142
5.1. Визначення оптимальних умов витікання мастила в циліндри довгоходових ДВЗ.....	142
5.2. Удосконалення процесу мастилоподачі в циліндри довгоходових суднових дизелів "Вяртсиля-Зульцер"	152
5.3. Стендові випробування вдосконалених пристроїв.....	157
5.4. Експлуатаційна перевірка ефективності модернізованої системи мащення	163
5.5. ВИСНОВКИ ДО П'ЯТОГО РОЗДІЛУ	171

ВИСНОВКИ	172
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	174
ДОДАТКИ	186
Додаток А (Програми розрахунку швидкостей)	187
Додаток Б (Програми розрахунку витрат мастила).....	200
Додаток В (Результати розрахунку діаметра каналу по Сиплекс методу).....	208
Додаток Г (Акти впровадження і використання результатів дисертаційної роботи).....	212

ВСТУП

Актуальність теми. Однієї зі складових ефективності економічного й соціального розвитку України є якісне задоволення потреб народного господарства в перевезеннях шляхом удосконалення їх організації, підвищення ефективності використання й рівня надійності технічних засобів транспорту, радикального покращення споживання паливно-енергетичних ресурсів, впровадження прогресивних технологій і автоматизованих систем [8].

Для забезпечення ходкості річкових та морських суден застосовують теплові двигуни, з яких більше 80% двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ). Основні втрати під час генерування і передачі механічної енергії в ДВЗ (до 30 %) пов'язані з тертям, вібрацією та тепловою енергією, що відводиться з випускними газами та охолоджуючою рідиною. Із них, значну частину складають витрати механічної енергії на забезпечення руху циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна.

Зі збільшенням вантажопідйомності та швидкості ходу суден, енергонасиченість, розміри, потужність ДВЗ та втрати механічної енергії пропорційно збільшуються. Для зменшення цих втрат необхідно забезпечити ефективну організацію управління процесом мащення деталей ЦПГ.

В сучасних ДВЗ має місце нерівномірність процесу подачі мастила до робочої поверхні циліндрової втулки, яка виникає з причин імпульсної подачі мастила при нагнітанні його лубрикатором.

Це призводить до завищеної кількості мастила на початку циклу мастилоподачі і недостатній його кількості в кінці цього циклу, що підвищує вірогідність завищених зносів деталей ЦПГ і раптових зупинок двигуна.

Таким чином, актуальним стає науково-прикладне завдання встановлення впливу параметрів роботи системи мащення на рівномірність розподілу мастила по робочій поверхні циліндрової втулки, що потребує вдосконалення існуючих технологій мащення ЦПГ суднового ДВЗ.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота розвиває результати досліджень, виконаних автором у рамках

загального плану НУ"ОМА" по удосконаленню процесів мащення циліндрів суднових дизелів і держбюджетних тем "Розвиток теорії й методів відновлення працездатності сполучень деталей засобів транспорту" (ДР № 0109U001537), і "Розвиток сучасної теорії й практики технічної експлуатації морського й річкового флоту: концепції, методи, технології" (ДР № 0114U000346), в яких автор підготував окремі розділи.

Мета й завдання роботи. Метою дисертаційної роботи є підвищення ефективності роботи лубрикаторної системи суднового ДВЗ шляхом забезпечення рівномірності подачі мастила до деталей ЦПГ.

Наукова гіпотеза дослідження полягає у тому, що забезпечення рівномірності подачі мастила на дзеркало циліндрової втулки можливо підтриманням постійного тиску в лубрикаторній системі шляхом зміни її об'єму та гідравлічного опору. Для досягнення мети й підтвердження наукової гіпотези вирішувалися наступні завдання дослідження.

Головне завдання дослідження полягає в визначенні оптимальних характеристик процесу мащення циліндрів ДВЗ для забезпечення рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ, яке вирішується шляхом попереднього аналізу наступних допоміжних завдань:

- встановлення гідравлічних характеристик процесу мащення деталей ЦПГ суднових ДВЗ та визначення характеру руху робочої рідини в лубрикаторній системі;
- розробка математичної моделі процесу руху мастила для умов роботи лубрикаторної системи з постійним тиском мастила в ній і перемінним, пульсуючим тиском в порожнині циліндра ДВЗ;
- встановлення залежності рівномірності подачі мастила на дзеркало циліндра від конструктивних особливостей елементів лубрикаторної системи.

Для підтвердження результатів дослідження розроблена, створена й випробувана в експлуатаційних умовах удосконалена система мащення циліндрів суднових ДВЗ.

Об'єкт дослідження – процес мащення циліндрів суднового ДВЗ.

Предметом дослідження є гідравлічні характеристики процесу руху робочої рідини в системах мащення циліндрів суднового дизельного двигуна.

Методи дослідження містили в собі: системний підхід до розробки методики дослідження; методи планування багатфакторного експерименту й статистичної обробки експериментальних даних; фізичне й математичне моделювання процесів руху мастила в лубрикаторних системах; чисельні способи вирішення диференціальних рівнянь; імітаційне моделювання на персональному комп'ютері; методи оцінки адекватності фізичних та математичних моделей реальним процесам.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що оптимізація процесу мащення циліндрів суднового двигуна, для створення умов рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ забезпечується підтриманням постійного тиску в лубрикаторній системі протягом усього циклу мастилоподачі шляхом зміни об'єму системи та заданням оптимального гідравлічного опору.

У результаті дослідження **вперше** встановлено, що:

- імпульсний (змінний) характер тиску в системі мащення обумовлює подачу більшої частини мастила в циліндри ДВЗ на перших 2-х обертах колінчастого вала двигуна, зі значною (1,3...2,2 м/с) швидкістю та з послідовними перервами в подачі протягом 3...5 обертів, це обумовлює значну нерівномірність подачі мастила, що призводить до нестабільності його плівки на дзеркалі циліндра;

- стабільність плівки мастила на поверхнях тертя деталей ЦПГ забезпечується постійним тиском в лубрикаторній системі, який створюється при наступних гідравлічних і геометричних характеристиках: однаковій жорсткості пружин клапана штуцера і акумулятора об'єму мастила, при зусиллях пружин рівних тиску продувного повітря ДВЗ; розміри каналу дроселя, які забезпечують оптимальний опір на виході із системи мащення, для розглянутих ДВЗ, знаходяться в інтервалі 1,5...2 мм;

- **удосконалено** математичну модель руху робочої рідини в умовах роботи лубрикаторної системи з постійним тиском мастила в ній;

- **отримали подальший розвиток** методи експериментальних досліджень лубрикаторних систем судових ДВЗ в експлуатаційних умовах.

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці удосконаленої, з оптимальними гідравлічними характеристиками, системи мащення циліндрів, що підвищує ефективність експлуатації судових ДВЗ.

Результати дисертаційного дослідження впроваджені в науково-дослідницьку роботу (Акт від 03.11.2017 р.), та в навчальний процес НУ"ОМА" (Акт від 07.11.2017 р.), а також на головних двигунах Wartsila 7RTA84T т/х "Bet Fighter" (Акт від 05.02.2012 р.), 6RTA52 т/х "Bay Ranger" (Акт від 14.11.2013 р.) і 6RTA52 т/х "Island Ranger" (Акт від 12.06.2014 р.). Економічний ефект від використання розробок, в розрахунку на одне судно із двигуном RTA, складає 22...35 тис. USD на рік.

Вірогідність отриманих результатів забезпечена: проведенням прямого натурного експерименту й зіставлення з даними фізичного моделювання конкретної системи мащення; коректним використанням математичного апарата й чисельних способів вирішення диференціальних рівнянь із сучасним програмним забезпеченням; адекватністю в рамках прийнятих допущень фізичних і математичних моделей реальним процесам; результатами стендових і експлуатаційних випробувань систем мащення циліндрів судових ДВЗ.

На **захист виносяться** результати експериментальних досліджень процесу витікання мастила в циліндри судових дизелів з електронним управлінням мастилоподачею; аналітичний метод визначення основних параметрів процесу мастилоподачі; нові й удосконалені вузли систем мащення циліндрів, а також результати їх експериментальних і експлуатаційних випробувань.

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота виконана здобувачем самостійно: проведений інформаційний пошук, забезпечено методологічне обґрунтування, проведені експериментальні дослідження, виконано на-

турне та імітаційне моделювання, сформульовані висновки і впроваджені результати роботи у виробничий процес.

Роботи [8,14,17] підготовлені автором одноосібно. З наукових робіт, опублікованих в співавторстві, в дисертації використані тільки ті положення, які належать автору особисто: [1,11] - розробка математичної моделі, [2,3,13] - планування і проведення експериментів, [4-6,16,18] - обробка й інтерпретація їхніх результатів, [7,9,10,12,15] - розробка методики і впровадження вдосконаленої конструкції системи мащення.

Апробація роботи. Основні результати досліджень доповідались на 8 науково-технічних конференціях: міжнародних наукових конференціях "Сучасні проблеми суднової енергетики 2006" (м. Одеса, 2006 р., 2007 р.); III Міжнародній науково-технічній конференції "Суднові енергетичні установки й системи: експлуатація й ремонт" (м. Одеса, 2009 р.); міжнародній науково-технічній конференції "Енергетика судна: експлуатація та ремонт" (м. Одеса 2010 р.); науково-технічній конференції "Суднові енергетичні установки: експлуатація й ремонт" (м. Одеса 2012 р.); науково-технічних конференціях "Енергетика судна: експлуатація та ремонт" (м. Одеса 2014 р., 2017 р., 2018 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 18 наукових роботах (з них 3 одноосібно), зокрема: у наукових профільних виданнях, що входять в перелік МОН України – 8 наукових статей; у закордонних наукових профільних виданнях – 2 наукові статті; у збірниках матеріалів наукових конференцій – 8 тез доповідей.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновку, списку використаних літературних джерел і додатків. Загальний об'єм роботи складає 217 сторінок, з них 182 сторінки основного тексту, 77 рисунків, 10 таблиць, бібліографія з 155 найменувань на 13 сторінках, 4 додатка на 31 сторінці.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РОБІТ ПРО СУЧАСНИЙ СТАН ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ. МЕТОДИКА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Конструктивні особливості сучасних систем мащення циліндрів судових дизелів

Енергетична криза змусила основні дизелебудівні фірми перейти до створення двигунів з більшим відношенням ходу поршня до діаметра циліндра S/D . Збільшення ходу поршня компенсувало зниження частоти обертання й дозволило зберегти на колишньому рівні циліндрову потужність. У зв'язку з новими показниками відносини ходу поршня до діаметра циліндра двигунів нових типорозмірів, значно збільшилася довжина циліндрової втулки, що змазується, а це вимагає особливої уваги до питань ефективності роботи лубрикаторних систем цих дизелів.

Досвідом експлуатації встановлено, що при використанні високо сірчаного палива визначальну роль у довговічності й економічності роботи малообертового дизеля відіграє правильний вибір кількості поданого в циліндр мастила [10,11,25,48], яке повинне забезпечити: створення достатньої масляної плівки на тертьових поверхнях; зниження до мінімуму корозійного зношення; видалення з поверхні тертя продуктів згоряння: золи, нагару, домішок, що втримуються в паливі, часточок зношення деталей і інших компонентів, шляхом відновлення масляної плівки.

Дизелебудівні фірми проводять дослідження працездатності створюваних дизелів на спеціальних стендах, результати випробувань оцінюються по досягненню мінімальних зносів циліндрових втулок, поршневих кілець і зниженні нагарів, шляхом добору оптимальних значень дозувань мастила на навантаженнях, близьких до номінальних [64,77,82,85,93,112].

Тому дозування мастила, обране експериментальним шляхом, підлягає критичному аналізу, тому що приховує в собі резерви, які залежать від суку-

пного впливу багатьох, ще недостатньо вивчених факторів, деякі з яких взагалі не враховуються. До таких факторів, наприклад, можна віднести недосконалість конструкцій мастильних пристроїв лубрикаторних систем [5,15,31,36,44].

Є рекомендації [19,42,43,52] у період експлуатації регулярно оглядати деталі ЦПГ доступними методами без їх розбирання й на підставі результатів огляду встановлювати оптимальну питому витрату мастила.

У відомих лубрикаторних системах подача відміряної плунжером порції мастила в штуцери одного циліндра відбувається в різні періоди часу і її величина становить усього лише кілька кубічних міліметрів. Крім того, період між двома нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, залежно від конструкції його привода (типу двигуна), становить від двох до восьми обертів колінчастого вала. Організувати в даних умовах процес регулярного, а тим більше рівномірного виходу мастила в циліндр двигуна існуючими мастильними пристроями практично неможливо [20,48,69,140].

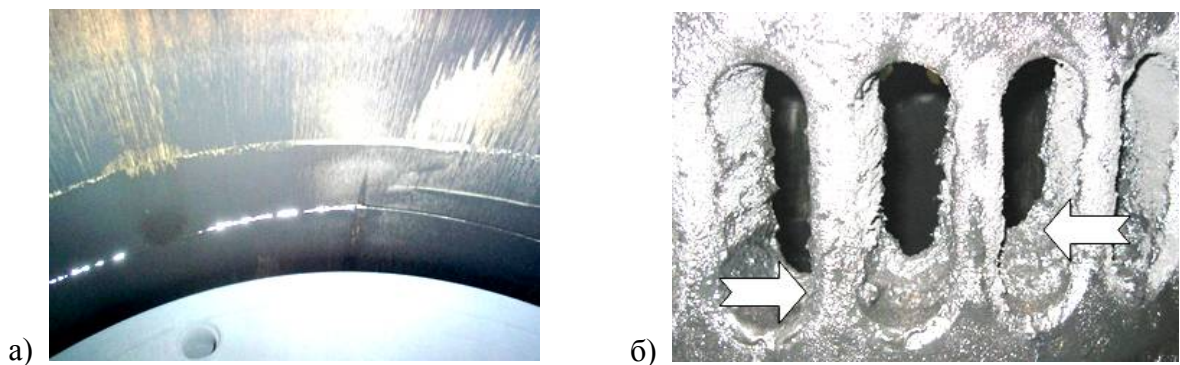


Рис.1.1. Стан поверхні дзеркала (а) циліндра двигунів РТА і продувних вікон (б) в експлуатації

Розглядаючи систему в цілому, слід зазначити відмінності конструктивного виконання не тільки лубрикаторів, але й інших її елементів. Наприклад, на двигунах, що перебувають в експлуатації, можна зустріти безліч варіантів комбінації штуцерів і каналів у стінці втулки циліндра, що відрізняються основними геометричними характеристиками в десятки разів [24,81,90,116].

Системи мащення постійно удосконалюються: міняється геометрія каналів у стінці втулки й канавок на дзеркалі циліндра, використовується ефект акумулювання імпульсу тиску мастила, міняється місце розташування (по висоті втулки) мастилопідводящих отворів, їх кількість і т.п.

У результаті проведених випробувань [4,42,52,56,83,140] було встановлено, що удосконалені системи мащення поліпшують стан циліндропоршневої групи й мають можливість підвищення економічних показників роботи двигунів по витраті дорогих мастил.

Однак, як показала експлуатація двигунів, застосування модернізованих систем не вичерпало всі можливості поліпшення розподілу й ефективності використання мастил. Як і раніше мають місце інтенсивні зноси деталей ЦПГ, натирання на втулках (рис.1.1), поломка поршневих кілець і закоксовування вікон. Фірма MAN B&W розробила нову електронну систему - систему мащення «Альфа» [20,26,149].

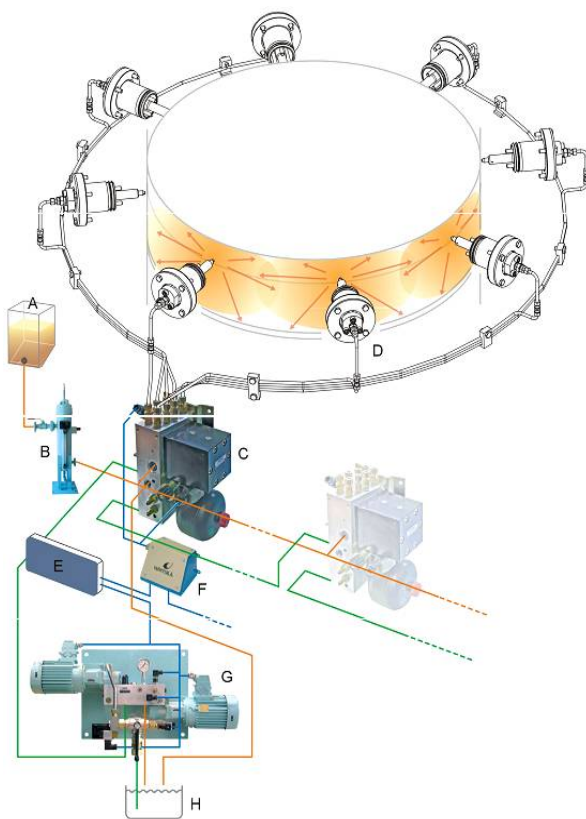


Рис. 1.2. Система електронного упорскування «Пульс»:

А – цистерна, В - фільтр, С - блок «Пульс», D - штуцер, Е - основний блок керування FCM-20, F - електронний блок ALM-20, G - головний сервомодуль, H - відстійник

вання вікон. Фірма MAN B&W розробила нову електронну систему - систему мащення «Альфа» [20,26,149].

Нова мастильна система заснована на принципі упорскування певного обсягу мастила в циліндр, для кожних чотирьох (кожних п'яти, шести, і т.д.) обертів. Крім того, точний вибір часу упорскування, гарантує (на думку фірми), що все циліндрове масло надходить безпосередньо на поршневі кільця, де воно необхідно.

У якості доказу наведеного вище твердження фірма приводить дані виміру тиску в штуцері [16,148]. Як бачимо, знову орієнту-

вання на тиск мастила й відкриття клапана, а не на момент виходу мастила на дзеркало циліндра.

Фірма «Вяртсиля-Зульцер» розробила аналогічну систему [133,152] – систему електронного упорскування «Пульс» (рис.1.2). Аналіз конструкції цих систем показує, що фактично новим є: керований комп'ютером гідравлічний привід плунжерів (замість механічного), що привело до зміни зовнішнього вигляду лубрикатора (рис.1.3); забезпечення зв'язку з навантаженням двигуна. Застосування комп'ютера в електричній схемі лубрикатора створює передумови для регулювання порцій мастила залежно від процентного вмісту сірки в паливі, і лужного числа циліндрового мастила [19,23,134,144].

У той же час, у нових двигунах, мастилопідводящі канали виконуються у верхній частині циліндрової втулки. Отже, відбулось переміщення цих каналів з нижньої частини втулки (район продувних вікон), де мав місце тиск рівний 0,2-1,5 МПа в район з тиском 1-3 МПа.

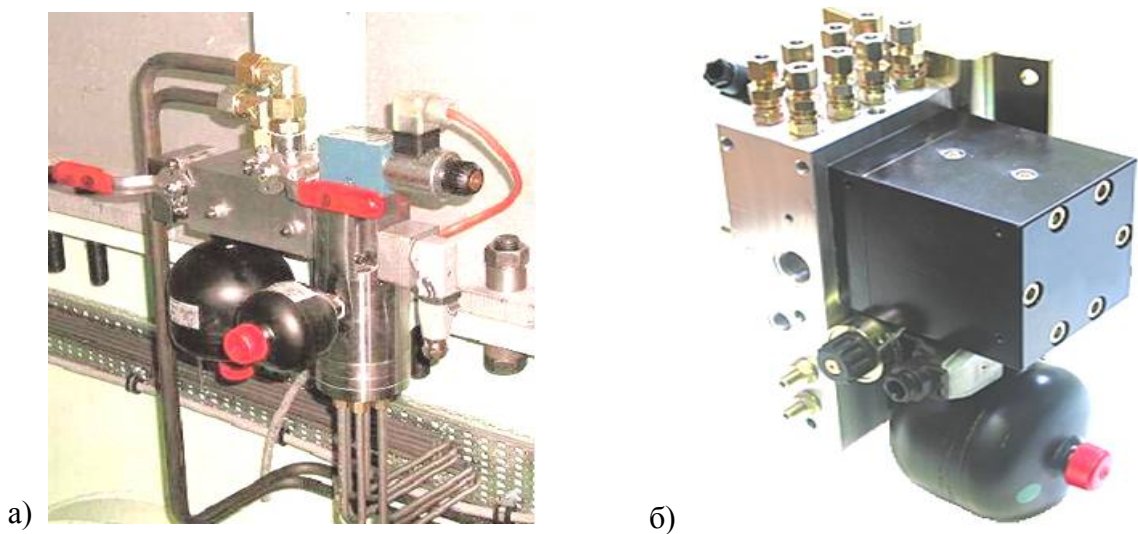


Рис.1.3. Сучасні лубрикатори двигунів:
а) MAN-B&W ("Альфа" лубрикатор); б) RTA (лубрикатор "Пульс");

Крім того, в експлуатації досить часто зустрічаються центральні канали виконані в стінці циліндрової втулки (як у старих модифікацій), які мають істотні недоліки [2,26,98,100,137] обумовлені проникненням газів у канал, що супроводжується викидом частини мастила в порожнину циліндра. У дійсності, на нових двигунах мають місце завищені дозування циліндрового мас-

тила [27,140,145,151]. Судновласники нерідко дають суперечливі рекомендації з норм витрати мастил [34, 35, 48,64126].

Проте, за даними фірми, застосування системи "Альфа" для контейнерного судна середнього розміру, оснащеного двигуном 10K90MC, забезпечить щорічну середню економію (від зменшення витрати мастила тільки на 0,1 г/кВт·г) в розмірі 30-50 тис. USD.

По наших уявленням, наявні натирання на поверхні дзеркала втулки напроти мастилопідводящих отворів, вказують на "викид" мастила і як наслідок цього, появу доріжок нагару на головці поршня (рис.1.4), що приводять до заповнення зазору між поршнем і втулкою й виникненню абразивного зношення.

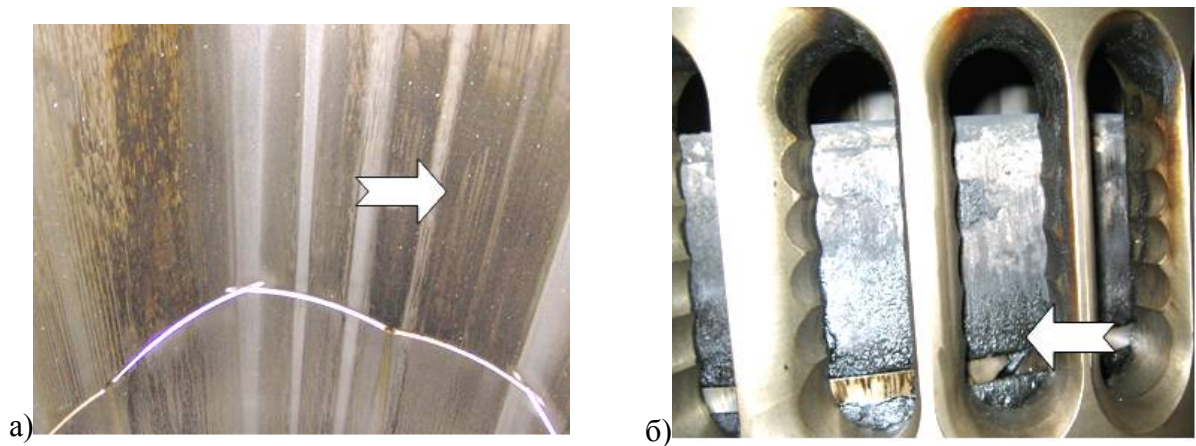


Рис.1.4. Натирання на поверхні дзеркала (а) циліндра двигунів RTA і нагари на голівці поршня (б) в експлуатації

Відомо, що існує взаємозв'язок між вмістом сірки в паливі й зношенням циліндрових втулок. До деякого критичного вмісту сірки, збільшення зношення втулок відбувається лінійно. Після критичного значення вмісту сірки в паливі, відбувається різке збільшення зношення.

Тому часто досліджується шлях [18,24,26,134,139], при яким кількість мастила, що подається в кожний циліндр, змінюється як функція вмісту сірки у паливі, у тому ж самому напрямку, як і вміст сірки. Однак, доцільніше безупинно вимірювати вміст сірки у паливі й змінювати якість та кількість подаваного мастила при зміні вмісту сірки.

Інший напрямок [4,5,40,42], коли для визначення фактичного зношення деталей ЦПГ, проводиться безперервний контроль вмісту заліза у відпрацьованім мастилі, це дає можливість вживати необхідних заходів у випадку неприпустимих відхилень. Відхилення від нормального стану під час експлуатації неминучі, і багато судновласників просто необґрунтовано збільшують кількість циліндрового мастила своїх двигунів, згідно з неправильним припущенням, що вони будуть, таким чином, завжди в безпеці.

Однак, збільшення витрати циліндрового мастила не тільки дорого - це може навіть привести до задирань деталей ЦПГ через надмірні вуглецеві відкладення і явище "полірування" робочих поверхонь [30,47,55]. Крім того, надмірна подача циліндрового мастила збільшує димність вихлопу. Як вказують представники судновласників у сервісних документах, вивчення зносів довело, що оптимальна базисна установка лубрикаторів повинна бути пропорційна навантаженню на двигун і вмісту сірки в паливі [77,118,131,143].

Величина подачі циліндрового мастила пропорційно навантаженню на двигун є одним із двох стандартних виборів для системи "Альфа", (іншим - управління величиною подачі циліндрового мастила пропорційно середньому ефективному тиску).

Склад відпрацьованого циліндрового мастила, що надходить у підпоршневу порожнину, відображає хімічне середовище в циліндрі, також як фізичний стан кілець і втулки [52,66,75]. Він відображає відношення між деякими із ключових параметрів у відпрацьованім мастилі й фактичний стан циліндра.

У якості нового напрямку дизелебудівні фірми бачать створення алгоритму подачі мастильної рідини [19,25,91,120,147,150], заснованого на аналізі відпрацьованого мастила, його дозуванню, навантаженню на двигун, і нормі зношення циліндрів (рис.1.5).

Автоматичне дозування циліндрового мастила й ефективність його використання стають дійсно постійно контрольованими параметрами, що залежать від складу відпрацьованого циліндрового мастила кожного циліндра.

Після обробки сигналів комп'ютером, передаються команди до кожного лубрикатора системи мащення.

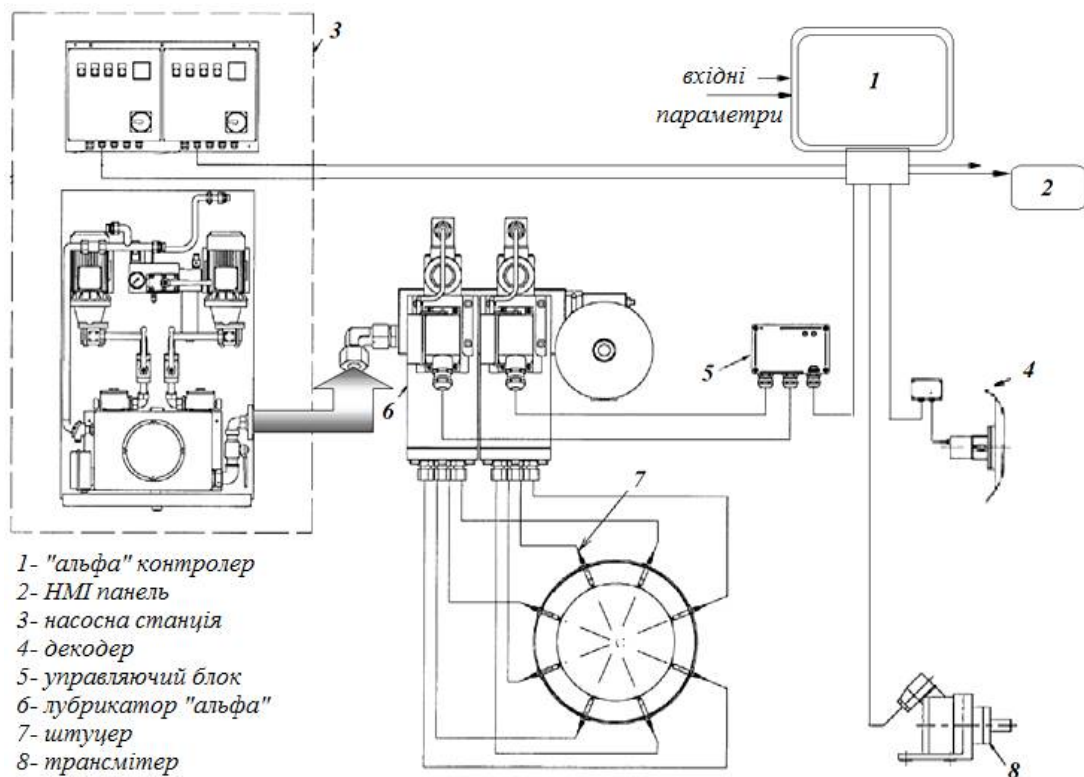


Рис.1.5. Концепція перспективного мащення циліндрів суднових дизелів

Оцінка зносів може бути заснована на контролі величини витрати або контролі лужного числа циліндрового мастила. Скорочення величини подачі може зменшувати лужне число, таким чином, обмежуючи кількість нейтралізуючого агента, що надходить у циліндр. Практичний досвід експлуатації довгоходових дизелів показує [16,22,94,127,146], що рекомендовані норми витрати циліндрового мастила знаходяться між значеннями - 0,8...1,6 г/кВт·г.

Виходячи із цього широкого діапазону, у існуючих вимогах до циліндрового мастила, рекомендовані норми витрати ґрунтуються на збільшенні кількості мастила на початку експлуатації нових (відремонтованих) деталей ЦПГ й поступовім зменшенні питомих витрат в результаті інспекцій продувних вікон [20,86,92,117]. Такі норми питомих витрат циліндрового мастила з однієї сторони є сильно завищеними, а з іншого явно вказують на недосконалість застосовуваних, на цих двигунах лубрикаторних систем мащення

[23,39,87]. Присутність канавок на дзеркалі і їх правильна геометрія забезпечує більш інтенсивний розподіл мастила в поперечному напрямку. Проте, були спроби відмовитися від канавок на дзеркалі [63,68]. Мاستилорозподільні канавки, що представляють останню ланку системи, відрізняються розташуванням початку канавок щодо зрізу вихідного отвору, профілем поперечного перерізу й розмірами їх елементів [88,94, 95,100].

Аналіз зміни довжини й висоти канавок по типах двигунів показує, що їх довжина відрізняється в 1,5 рази, а ширина в 2,5-3 рази. У сучасних МОД поширені в основному два типи розподільних канавок: окремі канавки біля кожного отвору й безперервні (загальні для всіх отворів) канавки, розташовані по всій окружності дзеркала циліндрової втулки [98, 99, 104,117].

Відсутність яких-небудь обґрунтувань використання такого широкого різноманіття конструкцій систем подачі мастила вказує на те, що його елементи виконуються по суті довільно, виходячи лише в найкращому разі з компонувальних міркувань. Це обумовлено традиційним підходом до конструювання лубрикаторних систем і сформованим уявленням про них як про систем високого тиску, які, як вважалося донедавна, у кожному разі, незалежно від конструктивного виконання й умов роботи системи, забезпечують керовану подачу мастила в циліндр [32,44,47,52].

Забезпечення регулярної, рівномірної і одночасної подачі мастила в циліндр було закладено в принципі безлубрикаторної подачі мастила під постійним тиском [71,82,104]. Досвідом експлуатації цих систем доведена їх значна перевага над системами з традиційними лубрикаторами. При автоматичнім регулюванні витрати мастила залежно від навантаження двигуна досягалося зниження його витрати, поліпшення стану деталей ЦПГ, збільшення міжремонтного періоду експлуатації і, крім того, спрощувалася конструкція системи [27,33,103].

Таким чином, у результаті перегляду традиційних уявлень намітилися нові тенденції до пошуку шляхів підвищення ефективності систем мащення циліндрів.

Однак перехід до безлубрикаторним системам, які мають значний резерв підвищення економічності й надійності ДВЗ, вимагає фундаментальних досліджень самого процесу мастилоподачі під постійним тиском, відшукування оптимальних конструктивних розв'язків систем і засобів автоматизації по керуванню їх роботою. Вивчення можливостей реалізації безлубрикаторного принципу подачі мастила в циліндр двигуна привело до створення акумуляторних систем, що є своєрідним проміжним щаблем між безлубрикаторними й відомими в експлуатації конструкціями мастильних пристроїв [67,84,104].

Принципова схема відомих акумуляторних систем являє собою лубрикаторну систему, у нагнітальний тракт якої підключається змінна ємність - акумулятор тиску мастила, рис.1.6. При цьому конструкція заклапанної порожнини повинна забезпечувати витікання мастила в циліндр двигуна без "викиду". Дроблення циклової порції мастила на весь період між двома нагнітальними ходами плунжера лубрикатора було досягнуто в акумуляторних

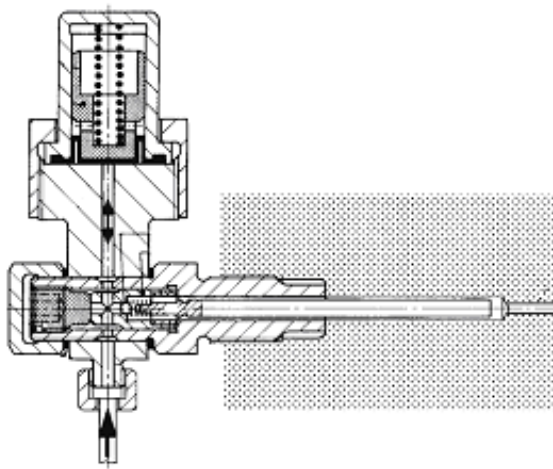


Рис.1.6. Зовнішній вигляд штуцера з акумулятором двигунів RTA

системах за рахунок зниження тиску мастила перед зворотним клапаном штуцера до мінімальної величини, яка в проміжках між імпульсами тиску газів, до приходу поршневих кілець до точок мащення, забезпечила регулярний вихід мастила в циліндр на кожному ході поршня [5,50,89,96]. Стендові випробування, проведені фірмою «Зульцер» показали перевага акумуляторної системи [83,96,100,104,123],

у порівнянні зі звичайною лубрикаторною системою. Це послужило підставою для її використання.

Усі лубрикаторні системи мають загальну структуру, однак за спільністю цієї структури ховається велике різноманіття конструкцій окремих елементів мастилоподаючих пристроїв і систем у цілому. По особливостях приво-

дів лубрикаторів вони діляться на системи з механічним і гідравлічним приводом (рис.1.7).

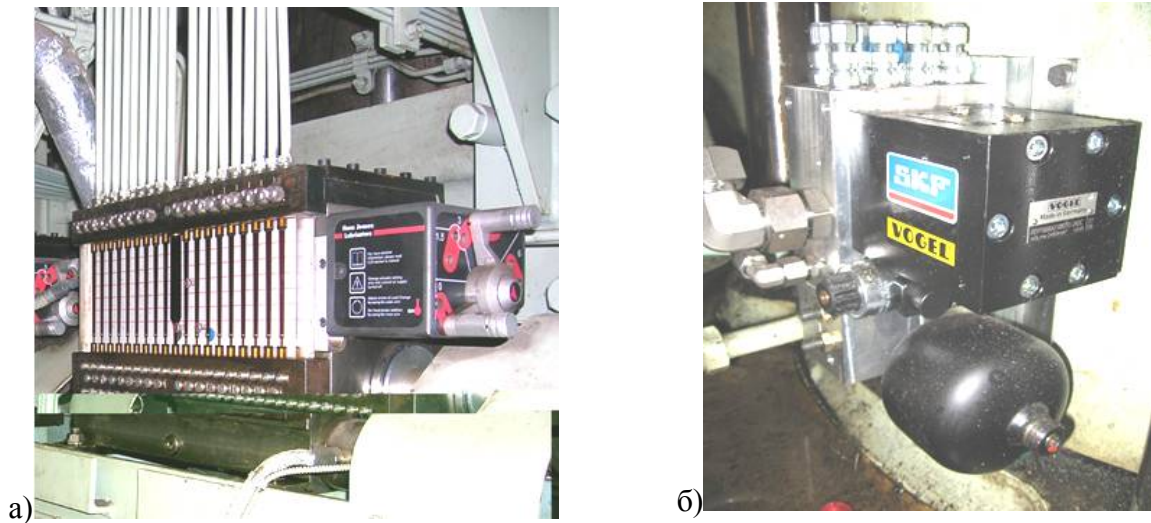


Рис.1.7. Лубрикатори з механічним(а) і гідравлічним (б) приводом

Механічний привід може забезпечувати синхронне переміщення плунжера лубрикатора з певним положенням поршня в циліндрі, а також мати зв'язок із задатчиком навантаження двигуна. Крім того, приводи забезпечують ту або іншу частоту робочих ходів плунжерів лубрикатора, залежність його продуктивності від обертів або навантаження двигуна, а також величину порцій мастила, що подається до кожного отвору [1,5,65,68,99].



Рис.1.8. Дворядне розташування мастилопідводящих отворів

У двигунів різних марок, незалежно від їхньої потужності, частота подачі мастила до штуцерів відрізняється в 5-7 раз, а величина порцій, що нагнітаються - в 10 раз. Отвори підведення мастила розташовуються в різних місцях поверхні циліндра, що разом з особливостями розміщення лубрикаторів (рис.1.8), визначає довжину нагнітального мастилопроводу, яка може коливатися від одного до десяти і більш метрів [4,37,43]. І

все-таки, найбільш значні й практично не пояснені відмінності зосереджені на

ділянці між безповоротним клапаном і дзеркалом циліндра. Довжина цієї ділянки по існуючих марках двигунів відрізняється в десятки разів (рис.1.8). Коливання величини діаметра каналу на цій ділянці становить від 2,5 до 20 мм, обумовлюючи місцеві його звуження, своєрідні камери і переходи від однієї форми перетину в іншу [18,88,96]. На окремих ділянках зустрічається різка (східчаста) форма каналів, нахили у поздовжній або в поперечній площині перетину циліндра й навіть вертикальне його розташування.

У деяких двигунах, мастилопідводящі канали того самого циліндра мають істотні відмінності. Усе це свідчить про відсутність необхідних уявлень про зв'язок конструктивних характеристик нагнітального тракту систем із процесом витікання мастила в циліндри ДВЗ [4,10,28,101]. Недостатня вивченість цього важливого взаємозв'язку обумовлює необґрунтовані варіанти геометричних форм і розмірів важливих елементів систем.

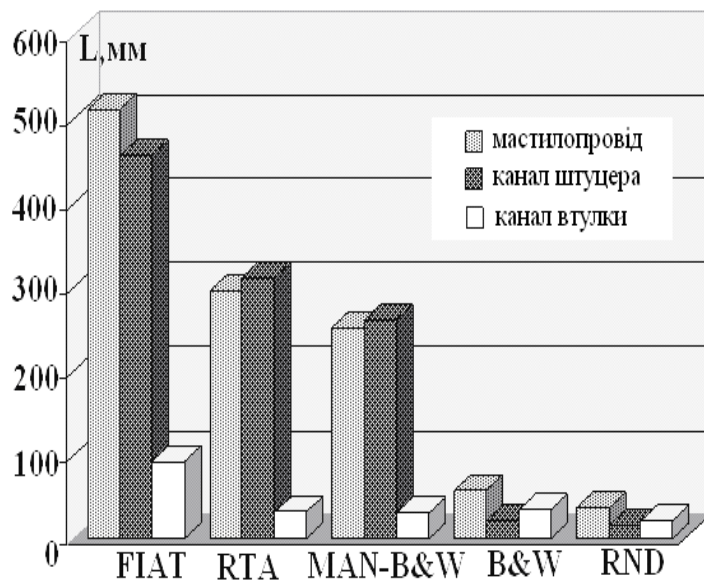


Рис.1.9. Характер відмінностей довжини мастилопідводящих каналів

Відмітимо, що розглянута гідравлічно складна ділянка нагнітального тракту відділена від мастилопроводу безповоротним клапаном, а з порожниною циліндра з'єднана постійно і таким чином працює в дуже жорстких умовах, зумовлених частою зміною тиску і температури в циліндрі.

У переважної більшості існуючих дизелів об'єм цієї ділянки системи у 40-200 раз більше об'єму поступаючої в неї порції мастила [30,69,87], яка (залежно від конструкції приводу) подається один раз через 2-6 обертів. Тобто, перед вихідним отвором мастильного каналу розташована своєрідна гідравлічно складна передкамера, яка з однієї сторони через безповоротний клапан пері-

одично підживлюється мастилом, а з іншого - постійно перебуває під впливом газів з боку циліндра. Таким чином, якщо частоту й моменти відкриття клапана штуцера ототожнювати (як у більшості досліджень) із частотою й моментами виходу мастила в циліндр, те неважко дійти висновку про незадовільний розподіл його по дзеркалу навіть на тих обертах, коли існує подача.

Крім того, при відсутності синхронізації руху плунжера лубрикатора з поршнем, закономірності розподілу мастила у фазах відкриття клапана й значення параметрів подачі його в передкамеру одного циліндра не є загальними для інших циліндрів [16,21,27,71,136]. На відміну від інших, гідравлічний привід забезпечує плавне й безперервне переміщення плунжера лубрикатора протягом декількох обертів. На наступних обертах, що завершують цикл мастилоподачі, плунжер робить хід усмоктування.

Таким чином, є перерва в подачі мастила в передкамеру. Відкриття клапанів відбувається тільки в період газообміну, тобто, коли поршень перебуває на $2/3$ ходи нижче отворів мащення [68,71,85]. Це обумовлено малою величиною порцій, що витісняються в мастилопровід на кожному оберті, низьким тиском перед клапанами, їх опором, значною довжиною мастилопроводів і ін. Розглянуті умови формування подачі мастила при механічному й гідравлічному приводах лубрикаторів характерні для великої кількості судових дизелів. Це крейцкопфні і тронкові двигуни, переважно з верхнім розташуванням мастилопідводящих отворів [18,67,98].

Виявляється, що у всіх дизелів, незалежно від усіх перерахованих і інших існуючих особливостей лубрикаторних систем, на головках поршнів вище першого кільця напроти мастилопідводящих отворів є однакові сліди зустрічі мастила з поршнем. Смуги на днищі головки поршня поширюються до 200 і більш мм від дзеркала циліндра. Вони, також як і доріжки на бічній поверхні головки, розташовані напроти мастильних отворів, і свідчать про "викид" мастила в порожнину циліндра над поршнем [11,18,100]. Ці сліди, у комбінації з результатами осцилографування, ставлять під сумнів відповідність часу виходу мастила в циліндр періоду відкриття зворотного клапана.

1.2. Огляд і критичний аналіз методів розрахунку і моделювання лубрикаторних систем

Дотепер, незважаючи на значний період дослідження систем мащення циліндрів, немає більш менш проробленої теорії її функціонування. Такої теорії, яка дозволяла б моделювати роботу цієї системи. Є незначна кількість досліджень [13,14,15], у яких зроблені спроби розробки моделі процесу руху мастила на останній ділянці системи, а саме в каналі циліндрової втулки.

Для інших складових системи мащення, таких як лубрикатор, нагнітальний трубопровід, штуцер і акумулятор практично відсутні теоретичні дослідження. У цьому зв'язку стає зрозумілим, чому й інші питання, пов'язані з роботою цих систем розвинені дуже слабо. На додаток до такої непривабливої картини слід зазначити, що тільки в роботах [67,84,93] є теоретичне обґрунтування «викиду» мастила з каналів циліндрової втулки, хоча такий характер витікання має місце при роботі практично всіх суднових МОД.

Аналіз існуючих досліджень [72,84,142] показує, що поки немає загальних методів аналізу і єдиних критеріїв оцінки поведінки мастила в каналі. Це не дає можливості проведення повноцінного порівняльного аналізу переваг і недоліків ефективності й економічності експлуатації різних варіантів компонування лубрикаторних систем. Автори цих робіт спробували заповнити відзначені прогалини в існуючій практиці розрахунків процесу мастилоподачі.

Запропонована в роботах [44,47,128] математична модель руху мастила в каналі циліндрової втулки дає можливість проводити аналіз роботи системи на часткових режимах, користуючись єдиними параметрами, однаковими критеріями оцінки, що дозволяє коректно здійснювати порівняльний аналіз поведінки різних каналів, оцінювати переваги і недоліки кожного з них, проводити обґрунтований вибір найбільш доцільних варіантів.

Разом з тим, в основі використаного математичного апарата лежать методи градієнтного спуску, застосування яких для розв'язку завдань проектування складних систем проблематично, а використання наближених ма-

тематичних моделей оптимізуємих показників звужує завдання й приводить до певних втрат інформації.

Запропоновані в цих дослідженнях розробки мають непогане програмне забезпечення, і дозволяють вирішувати певне коло завдань аналізу поведінки мастила у вихідному каналі. У той же час їм властиві серйозні недоліки. По-перше, за допомогою такої математичної моделі можна досліджувати поведінка тільки конкретних конструктивних варіантів, на окремих режимах, що не дозволяє проводити обґрунтованих наукових узагальнень. Тим самим знижується наукова цінність результатів проведених досліджень. По-друге ця модель розглядає останню ділянку системи (канал у стінці втулки) у відриві від усіх інших складових системи, що не дає можливості оцінювати ефективність проведеної оптимізації.

У роботах [12,13,17,44,47,53,71,103] розроблені теоретичні передумови й методи пошуку оптимальних законів керування роботою системи мащення. При виборі критеріїв оптимальності прийнятий системний підхід. Однак, використані в цих роботах принципи аналізу не дозволяють поширювати одержувані результати на перспективні системи мащення циліндрів, такі як акумуляторна й безлубрикаторна системи.

Отже, опираючись на наявні розробки, при існуючій різноманітності можливих варіантів систем мащення, великій кількості форм їх елементів виникають серйозні труднощі при виборі раціонального варіанта компоновання системи, і правильного добору її складових.

Таким чином, вибір, компоновання, дослідження, проектування й налагодження систем мащення сучасних суден повинні здійснюватися на основі системного підходу. Необхідні єдині методи аналізу, єдиний математичний апарат дослідження, єдині критерії оцінки якості роботи як усього в цілому, так і кожного його елемента окремо.

Важливо мати можливість прогнозувати найважливіші експлуатаційні показники якості роботи систем у цілому, знати шляхи й способи їх поліпшення. При цьому доводиться вирішувати питання оптимального проекту-

вання цих складних систем і оптимального керування ними. І в цьому випадку необхідний системний підхід, загальні методи оптимізації.

Як показує практика, використання існуючих теоретичних розробок по системах мащення циліндрів обмежене по наступних причинах:

- у цих роботах не враховані деякі визначальні параметри, що впливають на процес мастилоподачі;
- при розробці залежностей вводилися допущення, які приводили до викривлення картини мастилоподачі;
- потрібна значна кількість експериментальних даних для одержання емпіричних залежностей, що входять у вихідні рівняння;
- проведені дотепер дослідження мають вузький, локальний характер;
- виведені емпіричні залежності не дають підстав для одержання загальних закономірностей, що обумовлюють цей процес.

Отже, відсутні загальні методи аналізу і єдині критерії оцінки функціонування систем мащення. Це не дає можливості проведення повноцінного порівняльного аналізу переваг і недоліків ефективності й економічності експлуатації різних варіантів компонування досліджуваних систем, що не дозволяє виробити обґрунтований підхід до створення і модернізації мастилопідводящих пристроїв та їх обслуговуванню.

1.3. Вплив ефективності експлуатації систем мащення

циліндрів на техніко - економічні показники роботи двигуна

Широке розгортання робіт із практичного використання альтернативних палив усіх видів і низькоякісних сортів палив нафтового походження, поряд з підвищенням економічності, вимагає значного збільшення надійності ДВЗ, а також зниження працезатрат на їхнє обслуговування. Останні обставини, з урахуванням численності парку й модифікацій суднових двигунів, що перебувають в експлуатації, стають важливим напрямком поліпшення використання флоту й судноремонтних підприємств.

Виходячи із цього, одночасно з освоєнням дизелів нових поколінь, особливо значимість здобуває підвищення техніко-економічних показників численного парку, двигунів що експлуатуються шляхом збільшення ефективності систем, що забезпечують їхню роботу. Для флоту це найбільш реальний шлях істотного скорочення питомих витрат палива й мастила, збільшення ресурсу й підвищення безвідмовності суднових дизелів.

Відомо, що ці показники й витрати на обслуговування дизелів у першу чергу залежать від працездатності циліндропоршневої групи, тобто вузла, який у ДВЗ найбільш навантажений і визначає техніко-економічні показники роботи не тільки двигуна, але й судна в цілому. Тому, створення нових поколінь або модернізація існуючих дизелів, збільшення їх потужності й підвищення економічності супроводжується необхідністю постійного пошуку можливостей зниження зношення деталей ЦПГ.

Як раніше, так і зараз широко проводяться роботи з удосконалення теплового процесу, застосовується легування матеріалу, зміцнення робочих поверхонь, опрацьовуються співвідношення розмірів елементів деталей, їх форми й способи охолодження, використовуються циліндрові мастила з багатофункціональними присадками й ін. [42,52,55,65,117]. Однак, складність і недостатня вивченість умов роботи деталей ЦПГ, з врахуванням зазначеної вище спрямованості розвитку ДВЗ, не дозволяє вважати проблему забезпечення їх надійності вирішеною.

Підвищене, або інтенсивне зношення втулок циліндрів, тронків і головок поршнів, втрата рухливості, зношення й поломка кілець, інтенсивне відкладання нагару й задирання деталей ЦПГ не є рідкістю [11,28,31,137].

Для найбільш форсованих дизелів (особливо останніх випусків), у яких питомі витрати циліндрових мастил лежать у межах 1-1,5 г/кВт·г., розкриття циліндрів проводиться через 10-15 тис. годин, причому часто із заміною всього комплексу кілець через їх зноси й поломки. Нерідкі випадки загоряння мастила й відкладань нагару в підпоршневій порожнині, а також інтенсивні зноси головок по канавках для компресійних кілець [24,95,118].

Тривалі спостереження, проведені автором і іншими дослідниками [10,22,30,47,55,71] показують, що характер розподілу зношення втулок має помітний зв'язок з розподілом мастила. У всіх дизелів з лубрикаторними системами, на головках поршнів напроти мастильних отворів, є місцеві відкладання нагару, а на дзеркалі циліндрових втулок незмінно існують смуги настирань і місцевого виробітку (див.рис.1.4).

Ці загальні ознаки є безперечним свідченням впливу на стан ЦПГ не тільки якості мастила, а й досконалості його подачі. Перед установкою на двигуни, лубрикаторні системи, у сутності не випробовують. І в цей час єдине, що до них пред'являється, це забезпечення герметичності безповоротного клапана штуцера й здатність лубрикатора перекачувати певну кількість мастила при протитиску 8-10 МПа.

У цих умовах оцінка ролі систем мащення циліндрів у зниженні зношення ЦПГ і витрати циліндрових мастил, розробка методу розрахунків цих систем або їх елементів, відшукування обґрунтованого підходу до удосконалення існуючих конструкцій або створенню нових, а також визначення критеріїв оцінки їх ефективності практично неможливі.

Очевидно, намагаючись забезпечити подачу в циліндр при будь-якому можливому протитиску, дизелебудівні фірми розробили лубрикатори "Альфа" і "Пульс" (див. рис.1.3) [148,149,152], насосні елементи яких випробовуються на тиск нагнітання рівне 5 МПа. Однак, аналіз роботи системи мащення циліндрів дизеля обладнаних цими системами показав [18,27,138], що при звичайній конструкції масляних штуцерів, синхронізація руху плунжерів лубрикатора з положенням поршня не забезпечує упорскування мастила в потрібний момент, незважаючи на те, що тиск у лубрикаторі підвищується до 2,5 МПа (рис.1.10), в той же час в штуцері тиск значно менший 0,7-0,8 МПа.

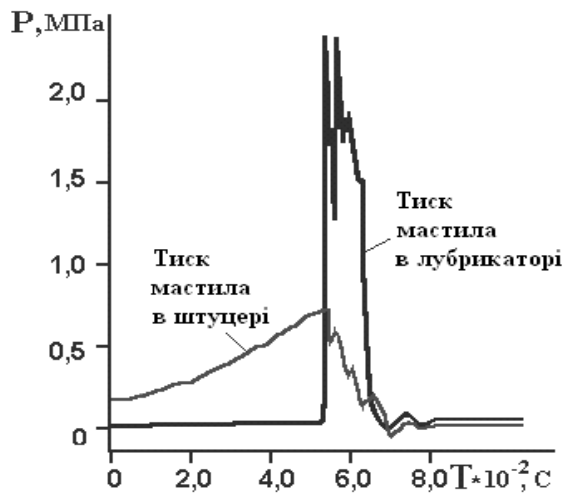


Рис. 1.10. Характеристики мастилоподачі лубрикатором «Альфа»

Здійснення такої синхронізації на кожному оберті вимагає вирішення проблеми дозування мастила порціями рівними $10-15 \text{ мм}^3$ і забезпечення подачі цих порцій у циліндр за час, що відповідає 2 градусам повороту колінчатого вала, що обумовлює застосування дорогої прецизійної апаратури й створення складних систем. Спроби подачі мастила в район між I і 2 кільцями натрапили на сер-

йозні труднощі, пов'язані з необхідністю забезпечення дозування мастила малими порціями й здійсненням їх упорскування в короткий і зовсім конкретний час.

При сучасних габаритах дизелів ємність нагнітального мастилопроводу в сотні раз перевищує обсяг мастила подаваного за один хід плунжера. Але й ця порція в 10 - 30 раз більше тієї, яку (при розповсюджених питомих витратах) потрібно було б подавати на кожному ході поршня. Природно, що в таких умовах подача мастила на перемичку між першим і другим кільцями, із зазначеною регулярністю, здійсненої бути не може.

Викладене вище показує, що удосконалення систем мащення циліндрів ДВЗ було направлено на досягнення упорскування мастила на кільця при переміщенні їх через пояс розташування мастильних отворів. При цьому підвищувався тиск у мастилопроводі, зменшувалася його довжина, створювалися спеціальні конструкції лубрикаторів і систем у цілому, використовувалися форсунки й багаторазово збільшувалися подавані порції [4,37,40,44,47,67]. Разом з тим, усе це здійснювалося переважно під впливом традиційних поглядів, в умовах практично повної невивченості процесу витікання мастила безпосередньо в циліндр двигуна й тих факторів, які його визначають.

Велика увага приділяється вдосконалюванню систем паливопідготовки й паливоподачі з метою поліпшення процесів згоряння при використанні високо сірчаних важких палив і паливних сумішей [55,64,112,141,143]. Розроблені й використовуються високоякісні циліндрові мастила як вітчизняного, так і закордонного виробництва, які значною мірою дозволили знизити інтенсивність зносів ЦПГ у порівнянні з початковим періодом використання важких палив у сукупності з мінеральними й мало лужними мастилами.

Однак все зростаючі циліндрові потужності, теплова напруженість сучасних дизелів зі збільшеним газотурбінним наддуванням і використання в них високов'язких сірчистих палив значно погіршують умови мащення тертьової пари кільце-втулка. У цьому зв'язку особливе значення набувають питання організації якісного мащення ЦПГ, що є одним з критеріїв, які визначають надійність і довговічність МОД на сучасному етапі їх розвитку.

Надійність і довговічність роботи ЦПГ не визначається тільки оптимальним вибором сорту мастила і його дозування для конкретного сорту палива, суттєво важливо знати ефективність використання поданого в циліндр мастила, вивчити динаміку явищ, що відбуваються в каналах системи, які впливають на дійсний момент витікання його у циліндр і ефективність розподілу по поверхні циліндрової втулки.

На процеси, які відбуваються в каналах систем істотно впливає висота їх розташування відносно дзеркала циліндра, що зазначено в ряді досліджень [21,40,42,112,125]. Цими дослідженнями встановлено, що зі зміною витрати мастила по верхньому й нижньому поясах його підведення значно міняється не тільки величина дозування, при яким починається задирання, але й тепловий стан верхньої і нижньої частин втулки циліндра. Багато авторів [63,69,71,83,85,135] вважають, що на дозування мастила впливають і такі фактори, як ефективність розподілу мастила по поверхні тертя, вміст сірки в паливі, характер витікання мастила з каналу штуцера у циліндр дизеля. Розглядаючи питання кількості та якості розподіленого мастила по дзеркалу ци-

ліндра, деякі фірми не беруть до уваги мастильні канавки, інші, навпаки, приділяють їм велике значення.

Наприклад, фірма "Вяртсиля" розробила спеціальну форму канавок, вважаючи їх найбільш ефективними (рис.1.11). Оцінюючи характер розподілу мастила, автори [126,132,145,152] стверджують, що при русі поршня нагору першим кільцем знімається меніск мастила, поданого через отвори, який розноситься по дзеркалу втулки у вигляді параболи з вершиною біля отвору. При цьому товщина масляної плівки змінюється від максимального її значення близько отворів зі зменшенням по осі й периметру втулки. Поблизу ВМТ масляна плівка може перериватися, якщо геометрія втулки має конусність. Аналогічно меніск мастила знімається й при русі поршня вниз.

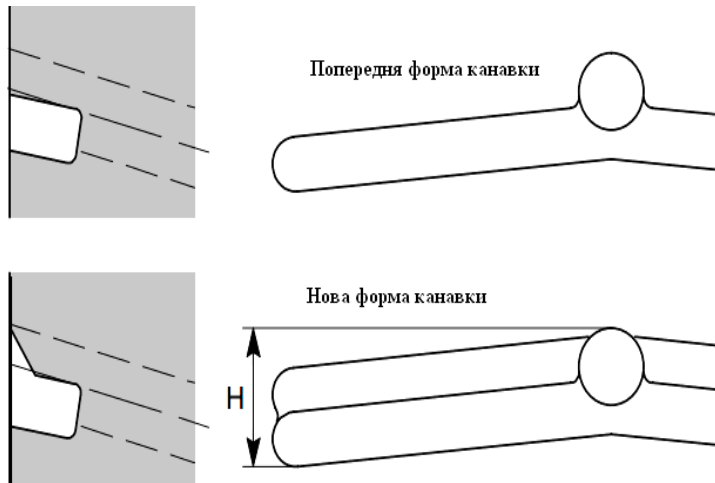


Рис. 1.11. Форма мастилорозподільних канавок двигунів фірми «Вяртсиля»

Інша думку мають автори [43,48,52], у дослідженнях яких описаний процес розподілу мастила по дзеркалу втулки. Ними встановлено, що при проходженні кільцем мастильного отвору (при верхньому його розташуванні), до 30% мастила знає розпилю за рахунок про-

дування канавок, а інша частина стікає по дзеркалу втулки. Таким чином, очевидно, що мастильні канавки не є акумуляторами мастила, а товщина масляної плівки від максимального її значення в НМТ поступово убиває до ВМТ і зменшується (рис.1.12) біля отворів мастила [39,125,127]. При цьому відзначається, що циклова подача мастила не використовується повністю на створення масляної плівки, а надлишок мастила у вигляді валика переміщується першим кільцем до ВМТ і там згоряє, утворюючи нагар на бічній поверхні головки поршня.

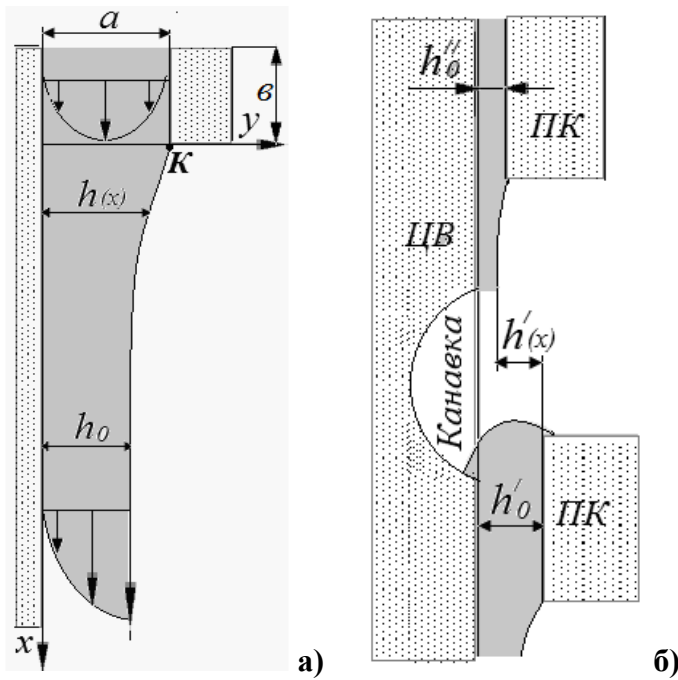


Рис. 1.12. Типи розподілу мастила між дзеркалом і поршневим кільцем: а – на рівній поверхні ЦВ; б – на поверхні з канавкою.

У роботах [22,31,106,133] наведені результати випробувань із метою визначення критичного дозування мастила і якісного розподілу його в циліндрі при різних способах подачі, профілях мастильних канавок і конструкціях мастилопідводящих пристроїв. Дані випробувань показали, що найбільш ефективним виявився акумуляторний спосіб подачі мастила в сукупності з мастильною канавкою,

що має зменшені розміри профілю й кут, що виключає продування її газами. Суперечливі дані у виборі дозувань [35,124,149], відсутність даних про гідродинаміку витікання мастила в циліндр, необґрунтований вибір місця й кількості отворів мастила по висоті й периметру втулок найімовірніше приводять до технічно не обґрунтованих норм його витрати в експлуатації.

Нагар і лак на бічній поверхні поршня, у зоні поршневих кілець, на тронку, у випускних вікнах утворюється насамперед за рахунок окиснення й термічного розкладання мастила, тоді як на поверхнях камери згоряння нагар обумовлений в основному процесом неповного згоряння палива [112,117].

Із застосуванням у дизелях високосернистих палив значно погіршилися умови для роботи звичайних мінеральних циліндрових мастил внаслідок сильної окисної дії на них сірчаноокислих продуктів згоряння палива. При зростанні вмісту сірки в паливі збільшується й кількість нагару в циліндрі, зростає його щільність і твердість, здатна робити задир циліндрової втулки [109,111,118,132].

Ця обставина привела до створення високолужних циліндрових мастил з гарними антикорозійними й миючими властивостями, що дозволило

значно знизити утворення нагарів і лаків, однак слід відмітити, що характер відкладань нагару, особливо на головках поршнів вище першого кільця, не змінився (рис.1.13).

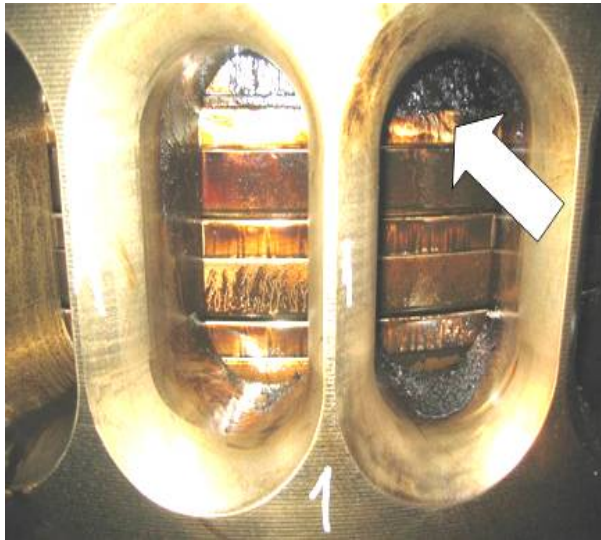


Рис. 1.13. Характер нагарів на поверхні поршня

Дослідження [22,26,51], проведені на сірчистому мазуті й високолузжних мастилах "Кастрол" і "Шелл Алексія", показали, що при різних дозуваннях мастила характер відкладання нагару залишився однаковим, з яскраво вираженою локалізацією його на бічній поверхні головки поршня проти отворів мастила у вигляді вертикально розташованих клинів з основою у верхнього поршневого кільця.

У всіх дизелів нагар дотикається до робочої поверхні втулки й руйнує масляну плівку, викликаючи зношення у вигляді округлої канавки, розташованої на одній вертикалі з каналами. У цих місцях порушується щільність, збільшується прорив газів і утворення нагарів, настає місцевий перегрів кільця і втулки, а також з'являються інші наслідки, що приводять до підвищеного зносу деталей ЦПГ. Як було сказано вище, нагари в циліндрах дизелів збільшують зношення пари кільце-втулка, яка в основному є критерієм, що визначає надійність і довговічність роботи ЦПГ. На зношення ЦПГ також впливають якість матеріалу деталей і їх обробка, експлуатаційні фактори, якість палива, вміст у ньому сірки й відповідність сорту застосовуваного при цьому мастила, його лужність і дозування. [11,32,34,44,48,50].

Процес подачі мастила в циліндр характеризують: моменти, тривалість і частота виходу мастила на дзеркало, швидкість, форма й траєкторія його руху за межами каналу, величина витрати мастила у фазах подачі, а також кількісне співвідношення порцій стікаючих по дзеркалу й подачі у циліндр із "викидом" [5,17,38,40,72,84]. Саме ці параметри, є тими оціночними показ-

никами, які повинні визначати уявлення про досконалість системи мащення й процесу мастилоподачі. Крім того, вони повинні бути покладені також і в основу оцінки очікуваних результатів впливу системи на стан циліндрів, її ролі в підвищенні ефективності використання циліндрових мастил, зниженні нагарів, зносу деталей циліндропоршневої групи й витрат на обслуговування двигуна.

Роль системи мащення в підвищенні техніко-економічних показників роботи двигуна значна, однак кількісна оцінка цієї ролі без знань про згадані вище параметри процесу витікання мастила в циліндр - неможлива, тому що саме вони визначають умови розподілу й ефективність використання мастила в циліндрі. Тим часом, такі найважливіші показники процесу, як швидкість, форма, траєкторія витікання мастила й ін., а також їх зв'язок з функціонуванням системи й тими вказівками по настроюванню лубрикаторів, які закладені в інструкції з обслуговування, не беруться до уваги при розробці нових систем. У підсумку, неправильне визначення одних параметрів процесу мастилоподачі й відсутність уявлень про інших, практично в плінні всього часу існування лубрикаторних систем не дає можливості оцінити їхню роль ні в ефективності використання мастила ні в забезпеченні надійності роботи ЦПГ.

Тому дотепер не вироблені які-небудь певні рекомендації щодо регулювання системи, які свідчили про спроби управляти характеристиками процесу витікання мастила в циліндр. Існуючі вказівки в інструкціях з обслуговування двигунів пропонують лише зміна кількості мастила подаваного лубрикатором за зворотний клапан штуцера. Керування ж процесом витікання мастила із заклапанної порожнини в циліндр, шляхом впливу на лубрикатор, при існуючих конструкціях систем мастила, виявляється практично неможливим, оскільки, як відзначалося раніше, механізм, а отже й параметри витікання мастила в циліндр, повністю залежать від взаємодії його з газами, що проникають углиб каналу.

Взаємодія газів з маслом приводить до того, що його витікання в циліндр відбувається в основному двома шляхами (рис.1.14). При цьому одна частина мастила “викидається” з великою швидкістю, віддаляючись від дзеркала циліндра на десятки сантиметрів, а інша - стікає по ньому вниз [1,17,31,83,85,89].

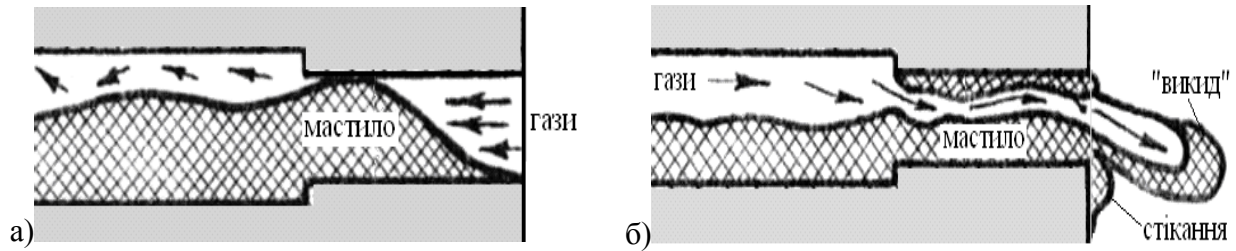


Рис.1.14. Характер взаємодії газів з маслом у каналі ЦВ
а - при стиску; б - у період розширення в циліндрі двигуна

Отже, при виході мастила з каналу відбувається поділ шляхів і швидкостей його витікання, що визначає різну ефективність використання мастила. Так, частина порції, що надходить у циліндр стіканням по дзеркалу, має невеликі швидкості й в основному підводить до стику кільце-втулка.

“Викид” мастила обумовлює попадання його на неробочі поверхні деталей ЦПГ, де воно не тільки даремно згоряє, але й стає додатковим джерелом нагарів в циліндрі й випускному тракті. Це, викликає підвищені або інтенсивні зноси деталей ЦПГ, а також порушує функціонування системи газообміну, що обумовлює зниження енергетичних і економічних показників роботи двигуна [10,68,101,116,129].

Згадана раніше взаємодія газів з маслом, значною мірою обумовлена конструктивними особливостями заклапанної порожнини, зміна яких спричиняє й зміну параметрів витікання мастила в циліндр, що визначають розподіл його в циліндрі, умови роботи й в остаточному підсумку ефективність використання мастила. Зниження швидкості витікання мастила в циліндр приводить не тільки до зменшення величини “викиду”, але і є одним зі шляхів повного його усунення [4,15,34].

Результати досліджень [11,16,18,37,88] показують, що навіть незначні зміни довжини, діаметрів і інших геометричних характеристик мастилопід-

водящих каналів за клапаном, приводять до істотних змін процесу подачі мастила в циліндр і його параметрів. Так, зміна обсягу каналу від 300 до 900 мм³ викликає збільшення “викиду” мастила з 7% до 60% від циклової подачі, а збільшення довжини з 15 мм до 40 мм супроводжується ростом “викиду” з 10% до 30%. Кількісний перерозподіл порцій мастила стіканням по дзеркалу й з “викидом” суттєво впливає на стан циліндрів і техніко-економічні показники роботи дизелів. Наприклад, у дослідженнях [38,53,70,92,99], встановлено, що зі зміною конфігурації мастильного каналу й впливом у такий спосіб на процес витікання мастила в циліндр, зношення втулок зменшується на 35%, а кілець - на 50%. Також було підтверджено, що, завдяки застосуванню нової системи мащення циліндрів, значно зменшилось загоряння вікон і поява натирань на дзеркалі в місці розташування мастильних отворів (рис.1.15).

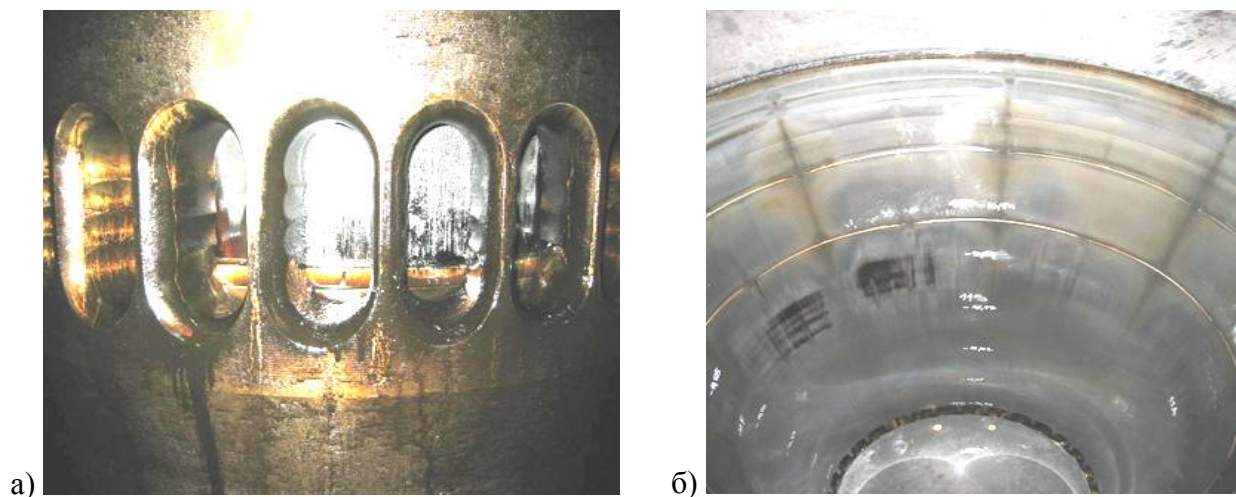


Рис.1.15. Характер нагарів у вікнах (а)

і натирань на дзеркалі циліндра (б) двигуна з новою системою мащення

На підставі тривалих експлуатаційних випробувань удосконалених мастилопідводящих пристроїв, встановлено, що конструктивна зміна системи усуває “викид” і приводить до поліпшення практично всіх показників техніко-економічної ефективності роботи двигуна [21,25,88,93].

При цьому зниження питомої витрати циліндрового мастила досягає 30-35%, одночасно зі зменшенням нагарів у циліндрі й зниженням зносу втулок на 35-40%, кілець - на 40-50% і збільшенням періодів між моточистками в 1, 5-2 рази.

Все це вказує на те, що підхід до модернізації існуючих конструкцій, проектуванню й розробці нових систем мащення циліндрів дизелів, у тому числі й для довгоходових машин повинен ґрунтуватися, насамперед, на результатах всебічних теоретичних і експериментальних досліджень. Наведені факти свідчать про необхідність проведення наукових досліджень спрямованих на розробку алгоритмів і способів підвищення ефективності експлуатації суднових двигунів шляхом удосконалення систем мащення циліндрів.

1.4. Висновки до першого розділу

На підставі виконаного аналізу встановлено наступне:

1. У сучасних суднових ДВЗ визначальний вплив на процес витікання мастила в циліндр мають геометричні характеристики мастилопідводящих каналів у стінці циліндрової втулки, а не конструктивні особливості лубрикаторів;
2. Механізм руху мастила в каналі циліндрової втулки є загальним для всіх існуючих систем мащення (у тому числі й з електронним керуванням подачею мастила) оскільки ним управляє різниця тисків між лубрикатором і циліндром. Основну роль у цьому процесі відіграє взаємодія мастила з газами в каналі, внаслідок чого на голівці поршня утворюються доріжки нагару, що приводять до збільшення зносів деталей ЦПГ.
3. Ефективність використання мастила, зноси деталей ЦПГ і техніко-економічні показники роботи двигуна в цілому, істотно залежать від характеристик процесу витікання мастила в циліндр;
4. Сучасні системи мащення з електронним управлінням їх роботою мають резерв для підвищення техніко-економічних показників суднових ДВЗ;

РОЗДІЛ 2

ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДИСЕРТАЦІЙНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ

2.1. Вибір теми наукового дослідження

Вибір напрямку наукового дослідження заснований на проведеній експертній оцінці можливих варіантів розв'язку завдання підвищення ефективності роботи системи мащення циліндрів суднових дизелів за наступними критеріями: актуальність, наукова новизна, економічна ефективність, можливість використання в умовах морського судна, відповідність паспорту спеціальності, а також основним напрямкам наукової спеціальності й наукової школи.

Напрямок наукового дослідження обрано за допомогою методу експертних оцінок за наведеними вище критеріями і відображено в таблиці 2.1, де позитивній оцінці відповідає знак «+», а негативній знак «-».

Виконана експертна оцінка значимості досліджень по технологічному удосконаленню елементів системи мащення циліндрів показала, що на сучасному етапі розвитку суднових довгоходових дизелів і їх систем мащення даний варіант розв'язку поставленого завдання всебічно вивчений і не є актуальним.

Конструкційне вдосконалення лубрикаторів на цей час також досягло свого максимуму, а окремі варіанти розв'язку цього завдання ставляться не до суднової енергетики, а до залізничного транспорту.

Оцінка значимості варіанта, пов'язаного з розробкою й застосуванням альтернативних систем мащення не підтверджується його економічною ефективністю, у зв'язку із тривалістю етапів його впровадження.

Крім того, названі варіанти не відповідають паспорту спеціальності, основним напрямкам наукової спеціальності й наукової школи.

Таблиця 2.1

**Використання методу експертних оцінок для визначення варіантів розв'язку
завдання підвищення ефективності роботи системи мащення циліндрів**

Варіант розв'язку поставленого завдання	Критерії					
	актуальність	наукова новизна	економічна ефективність	Можливість використання в умовах судна	відповідність паспорту спеціальності	сума балів
1. Технологічне вдосконалення елементів системи мащення циліндрів	–	–	+	–	–	2
2. Конструкційне вдосконалення елементів системи мащення циліндрів	+	–	+	+	–	3
3. Розробка й застосування альтернативних систем мащення	+	+	–	+	–	3
4. Удосконалення лубрикаторів систем мащення циліндрів	+	+	–	+	+	4
5. Удосконалення нагнітального тракту систем мащення циліндрів	+	+	+	+	+	5

Експертні оцінки значимості удосконалення лубрикаторів систем мащення циліндрів показали, що в основному всі оцінювані критерії мають позитивну оцінку, однак економічна ефективність даного варіанта в даний момент не може бути забезпечена через необхідність масштабних конструктивних перетворень систем ДВЗ. За результатами експертних оцінок найбільш оптимальним і доцільним слід визнати варіант удосконалення нагнітального тракту системи мащення, у зв'язку із цим саме на його розвиток спрямоване наукове дослідження й тема дисертації.

Враховуючи обраний напрямок наукового дослідження, а також на підставі результатів аналізу виконаного інформаційного пошуку, була визначена тема наукового дослідження – підвищення ефективності експлуатації судових двигунів шляхом удосконалення систем мащення циліндрів.

Основним обґрунтуванням вибору теми досліджень також є наступне:

- підвищення надійності експлуатації судових двигунів сприяє виконанню основних завдань, покладених на морське судно: забезпечення життєдіяльності судового екіпажа, перевезення вантажу в необхідному стані й у встановлений час, одержання економічної ефективності;

- суднові довгоходові двигуни використовуються в якості головних, двигунів, при цьому системи мащення циліндрів постійно вимагають удосконалення у зв'язку зміною як характеристик мастил, так і постійним збільшенням навантажень на основні деталі ЦПГ через форсування двигунів;

- циліндрове мастило є дисперсною системою, до складу якої крім вуглецевих фракцій входить велика кількість додаткових органічних і неорганічних компонентів, частина з яких виявляє негативний вплив як на експлуатаційні властивості мастила, так і на процеси, що протікають у циліндрі дизеля, тертя й технічний стан його елементів, що змушує шукати варіанти удосконалення систем системи мащення циліндрів.

Важливість проведення досліджень, пов'язаних з питаннями удосконалення систем мащення, підтверджується програмою економічних реформ, проведених в Україні, а також Транспортною стратегією України на період до 2020 р. Однієї із цілей цього документа в області розвитку транспортного сектору економіки України на період до 2020 року, є модернізація транспортної інфраструктури й рухливого складу для забезпечення зростаючої мобільності населення й товаропотоків, забезпечення конкурентоспроможних і якісних транспортних послуг, підвищення екологічної й енергетичної ефективності транспортних процесів та безпеки перевезень пасажирів і вантажів. Крім того, проведення подібних досліджень узгодиться з вимогами резолюцій МЕРС.203(62) і МЕРС.213(63) Міжнародної морської організації про введення нових правил енергетичної ефективності суден і про розробку плану енергетичної ефективності судна.

Актуальність теми дослідження базується на запиті практики про необхідність підвищення ефективності й техніко-економічних показників роботи дизелів, що безпосередньо пов'язане з досконалістю систем і процесів мащення циліндрів, які останнім часом є предметом широких досліджень. Розширення використання на судах довгоходових МОД, їх форсування, застосування важких сортів палива з підвищеним вмістом сірки й збереження при цьому надійності й довговічності роботи дизелів підвищує актуальність пи-

тань організації мащення деталей ЦПГ і вимагає оптимального їхнього розв'язку. Наукова спрямованість досліджень відповідає паспорту спеціальності; профілю досліджень, проведених у Національному Університеті «Одеська Морська Академія»; основним напрямкам спеціальності 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки.

Дисертаційна робота виконувалася в рамках загального плану наукових досліджень НУ“ОМА” по вдосконаленню систем і процесів мащення циліндрів суднових дизелів і держбюджетних НДР “Розвиток теорії й методів відновлення працездатності сполучень деталей засобів транспорту” (№ гос. реєстрації 0109U001537), і “Розвиток сучасної теорії й практики технічної експлуатації морського й річкового флоту: концепції, методи, технології ” (№ гос. реєстрації 0114U000346) у яких автор підготував окремі розділи. У якості об'єкта дослідження в дисертації обраний судновий двигун внутрішнього згоряння з електронним керуванням мастилоподачею. Предметом дослідження є процеси мащення циліндрів суднових довгоходових дизелів.

2.2. Обґрунтування мети й завдань дисертаційного дослідження

Враховуючи тему дисертаційного дослідження сформульована мета роботи – підвищення ефективності роботи лубрикаторної системи судового ДВЗ шляхом забезпечення рівномірності подачі мастила до деталей ЦПГ. Наукова гіпотеза полягає в тому, що забезпечення рівномірності подачі мастила на дзеркало циліндрової втулки можливо підтриманням постійного тиску в лубрикаторній системі шляхом зміни її об'єму та гідравлічного опору.

Головне завдання досліджень полягає у визначенні оптимальних характеристик процесу мащення циліндрів ДВЗ для забезпечення рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ.

Відомо, що удосконалені системи мащення поліпшують стан ЦПГ й мають можливість підвищення економічних показників роботи двигунів по витраті дорогих масел. Однак, як показала експлуатація, застосування модернізованих систем не вичерпало всі можливості поліпшення розподілу й ефек-

тивності використання масел. Як і колись мають місце інтенсивні зноси деталей ЦПГ, натирання на втулках, поломка поршневих кілець і закоксовування вікон. Створення нових поколінь або модернізація існуючих дизелів, збільшення їх потужності й підвищення економічності супроводжується необхідністю постійного вишукування можливостей зниження зносу деталей ЦПГ. Однак, складність і недостатня вивченість умов роботи деталей ЦПГ, з обліком зазначеної вище спрямованості розвитку ДВС, не дозволяє вважати проблему забезпечення її надійності вирішеною.

Для розв'язку головного завдання необхідний розв'язок ряду допоміжних завдань, а саме:

- встановлення гідравлічних характеристик процесу мащення деталей ЦПГ суднових ДВЗ та визначення характеру руху робочої рідини в лубрикаторній системі;
- розробка математичної моделі процесу руху мастила для умов роботи лубрикаторної системи з постійним тиском мастила в ній і перемінним, пульсуючим тиском в порожнині циліндра ДВЗ;
- встановлення залежності рівномірності подачі мастила на дзеркало циліндра від конструктивних особливостей елементів лубрикаторної системи.

Розв'язок головного завдання дисертаційного дослідження виконане шляхом синтезу наукових результатів розв'язку допоміжних завдань.

2.3. Системний підхід до розробки технологічної карти наукового дослідження

Системний аналіз і системний підхід до розв'язку наукових завдань дозволяє оцінити всі фактори, що сприяють досягненню поставленої мети, і визначити оптимальні способи їх досягнення [56,74]. Визначення «система» ставиться до філософської категорії наукового пізнання, а комплекс допоміжних завдань, розв'язуваних у будь-якій дисертаційній дослідженні, переводить це поняття в категорію складних систем.

При розв'язку прикладних-науково-прикладних завдань розглядаються складні системи, що полягають із великої кількості окремих елементів, які

перебувають між собою у взаємозв'язку й взаємодії. На базі системного аналізу судових енергетичних установок, запропонованого українським ученим-дослідником А. В. Козьминых [54] до таких систем (з погляду системного підходу) можливо віднести судовий МОД, а також його систему мащення, що включає до свого складу паралельно й послідовно працюючі механізми. З урахуванням загальної теорії систем методології наукових досліджень [3] і системного підходу до проблеми безпечного керування судном [58,73], судовий МОД можна представити як складну багатокомпонентну систему, з динамічно мінливими контрольованими й регульованими параметрами, що полягає з додаткових підсистем.

Дослідження процесів, що протікають в окремих підсистемах, приводить до розв'язку завдань по забезпеченню екологічної, економічної та енергетичної ефективності роботи двигуна або енергетичної установки. З обліком викладеного в дисертаційнім дослідженні був розроблений замкнений цикл наукового дослідження, який системно представлений у вигляді технологічної карти дослідження, наведеної на рис.1.16.

Тема дисертаційної роботи формується на основі «запиту практики» про необхідність пошуку нових шляхів підвищення ефективності судових дизелів шляхом поліпшення процесів та систем мащення. Тезою розв'язку головного завдання є науковий прогноз про те, що удосконалення системи мащення може бути досягнуте за рахунок забезпечення рівномірного розподілу мастила по дзеркалу циліндра, що сприяє формуванню безперервної масляної плівки в зазорі втулка циліндра - поршневе кільце.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що оптимізація процесу мащення циліндрів судового двигуна, для створення умов рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ забезпечується підтриманням постійного тиску в лубрикаторній системі протягом усього циклу мастилоподачі шляхом зміни об'єму системи та заданням оптимального гідравлічного опору.

У результаті дослідження вперше встановлено, що:

- імпульсний (змінний) характер тиску в системі мащення обумовлює подачу більшої частини мастила в циліндри ДВЗ на перших 2-х обертах колінчастого вала двигуна, зі значною (1,3...2,2 м/с) швидкістю та з послідовними перервами в подачі протягом 3...5 обертів, це обумовлює значну нерівномірність подачі мастила, що призводить до нестабільності його плівки на дзеркалі циліндра;

- стабільність плівки мастила на поверхнях тертя деталей ЦПГ забезпечується постійним тиском в лубрикаторній системі, який створюється при наступних гідравлічних і геометричних характеристиках: однаковій жорсткості пружин клапана штуцера і акумулятора об'єму мастила, при зусиллях пружин рівних тиску продувного повітря ДВЗ; розміри каналу дроселя, які забезпечують оптимальний опір на виході із системи мащення, для розглянутих ДВЗ, знаходяться в інтервалі 1,5...2 мм;

- удосконалено математичну модель руху робочої рідини в умовах роботи лубрикаторної системи з постійним тиском мастила в ній;

- отримали подальший розвиток методи експериментальних досліджень лубрикаторних систем судових ДВЗ в експлуатаційних умовах.

Практична цінність – використання запропонованої системи мащення при експлуатації судових МОД забезпечує зниження витрати мастила на 20 - 30%, зменшення нагаровідкладень у циліндрах і зносу деталей ЦПГ в 1,2 – 1,4 рази, зниження трудозатрат на обслуговування двигуна й підвищення їхніх економічних показників роботи в цілому. Дані показники підтверджені результатами експлуатаційних іспитів та відповідними актами.

У дисертаційнім дослідженні висунуто й підтверджено наукове положення: оптимізація процесу мащення циліндрів судового двигуна, для створення умов рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ забезпечується підтриманням постійного тиску в лубрикаторній системі протягом усього циклу мастилоподачі шляхом зміни об'єму системи та заданням оптимального гідравлічного опору.

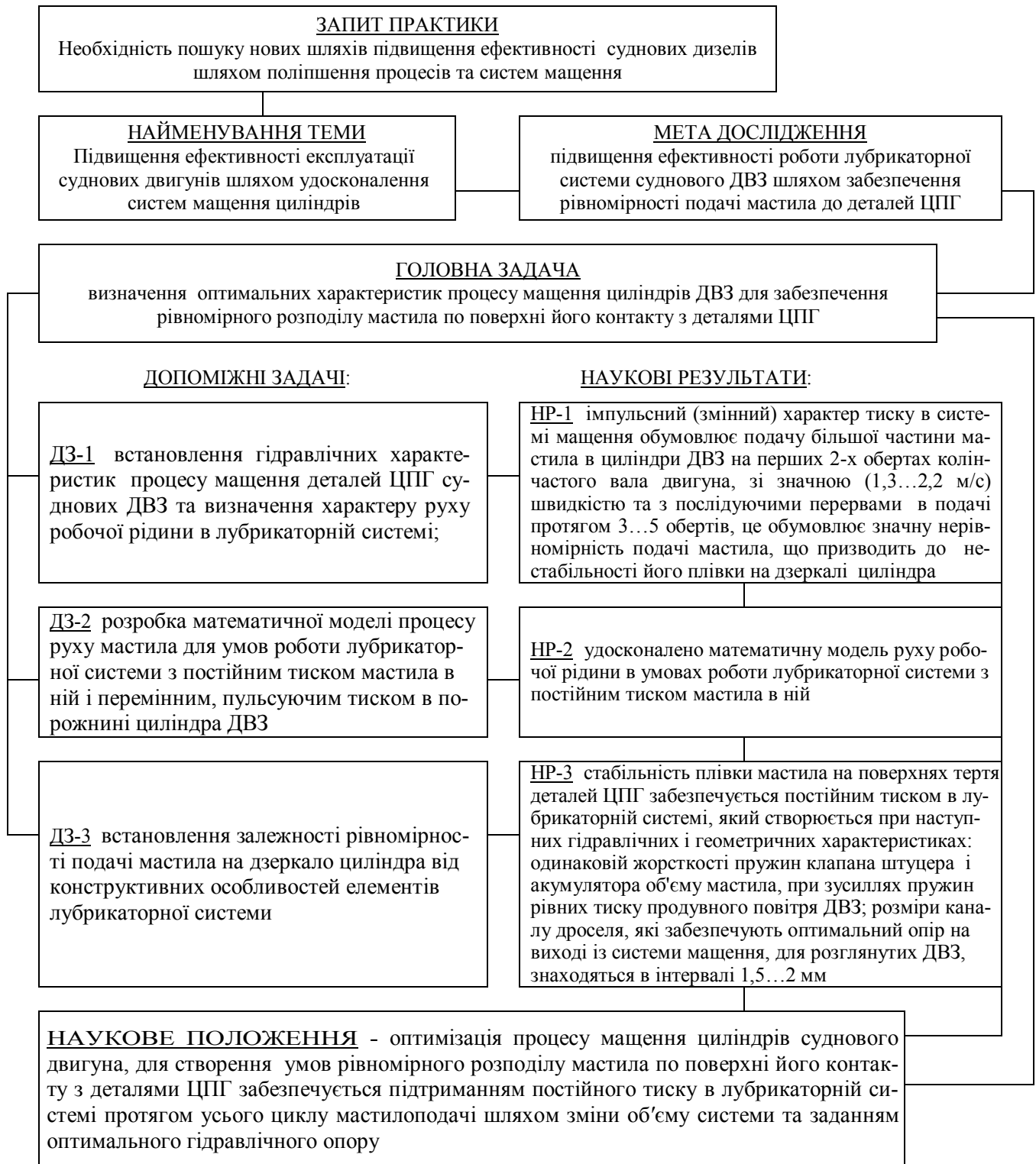


Рис. 2.1. Технологічна карта наукового дослідження

-;
-;
-

2.4. Експериментальна установка й методика досліджень

Зародження й розвиток процесу витікання мастила в циліндр відбувається переважно в ті періоди, коли біля мастильних отворів переміщається пояс компресійних кілець, організовуючи імпульсне падіння (на стиску) і наростання (на розширенні) тиску газів, що діють на канали зі сторони циліндра. Однак, канали й мастильні отвору на дзеркалі втулки сховані від спостережень ще в більшій мірі, чим розпилювачі форсунок. Ця неприступність обумовлює серйозні труднощі в дослідженнях. Але якщо перед мастильними отворами задати такий же тиск, який виникає перед ними при русі поршня, то вивчення процесу витікання мастила в циліндр стає можливим на безмоторному стенді [1,107].

Стенд (рис.2.2) містить у собі камеру 1 із прозорими вікнами (рис.2.3), з'єднану з однієї сторони із джерелом 2 стисненого газу (повітря), за допомогою дозуючого пристрою 3, акумулятора 4, редукційних клапанів 5 і сполуч-

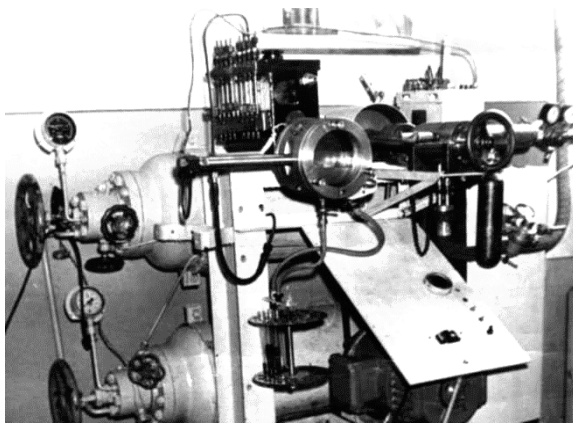


Рис.2.2. Лабораторний іспитовий стенд

них трубопроводів 6, 7, а з іншого з мастильним пристроєм 8 зв'язаним мастилопроводом 9 з лубрикатором 10. Джерелом стисненого газу може бути також компресор 11. Дозуючий пристрій 3 і лубрикатор 10 приводяться в дію електродвигуном 12 за допомогою вала 13 і системи важелів 14.

Перед включенням стенда проводиться накопичення стисненого газу, підігрів пристрою 8 і мастила в лубрикаторі 10 за допомогою електричних підігрівників 15 і 16, а також завдання рівня тиску в акумуляторах відповідно до величини імпульсів у камері характерних для конкретного двигуна.

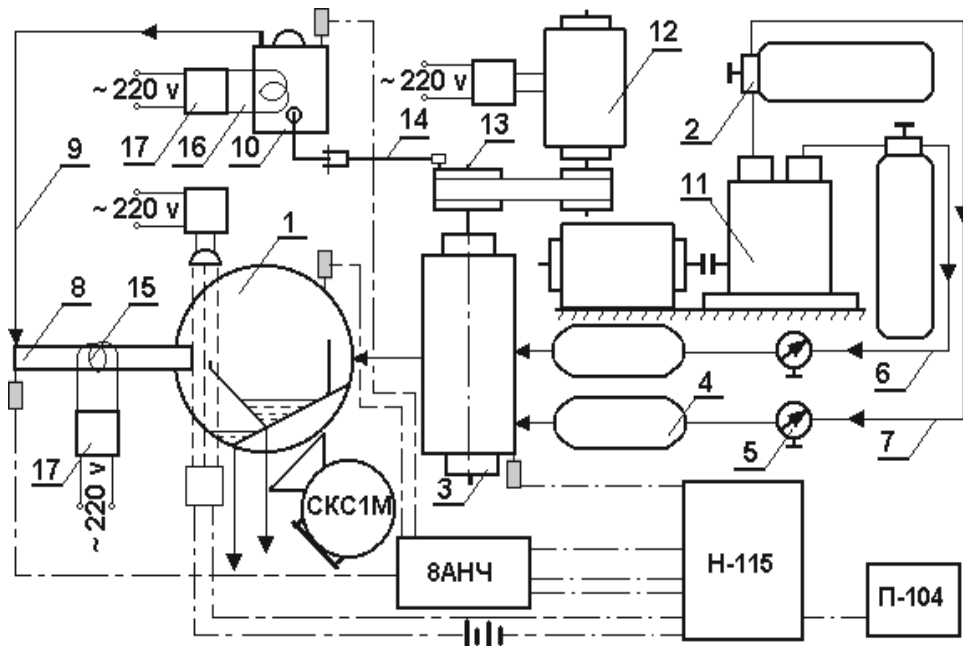


Рис. 2. 3. Схема експериментального стенда

Випробовувана система регулюється з урахуванням завдань експерименту. Необхідна напруга в ланцюзі приводного електродвигуна й підігрівників мастила, а також вимірювальної апаратури, задається за допомогою регуляторів 17. Включення стенда здійснюється пуском електродвигуна 12, який забезпечує обертання золотників дозуючого пристрою 3 і роботу лубрикатора 10. При цьому в камеру з однієї сторони подається стиснений газ, а з іншого - мастило.

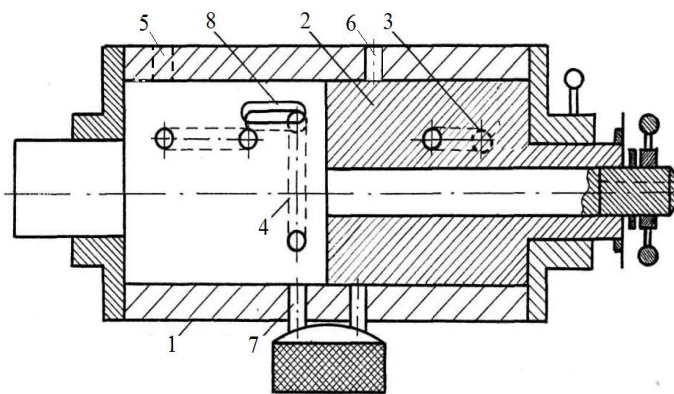


Рис.2.4. Дозуючий пристрій

Завдання імпульсів тиску газу в камері здійснюється дозуючим пристроєм, виконаним у вигляді корпусу 1, рис. 2.4, з розміщеними в ньому двома золотниками 2, кожний з яких має внутрішні канали 3 для підведення й канали 4 для відведення

газу. Ці канали за допомогою каналів 5, 6, 7 корпусу, при обертанні золотників, з'єднують камеру стенда з акумуляторами або атмосферою й, таким чи-

ном, за кожний оберт золотників задають у ній два імпульси тиску газу протидіючих витіканню мастила.

Один імпульс формується на першій половині оберту й відповідає імпульсу на стиску, а другий - на іншій половині оберту й відповідає імпульсу на розширенні. В умовах двигуна відстань між імпульсами визначається рівнем розташування мастильних отворів по висоті циліндра. На стенді ця відстань задається в будь-якому робочому діапазоні шляхом розвороту золотників друг щодо друга.

Формування першого імпульсу тиску газу в камері здійснюється в такий спосіб: у міру сполучення одного зрізу каналу 3 золотника з отвором каналу 5, а іншого - з отвором каналу 6 корпусу 1 забезпечується з'єднання першого акумулятора газу з камерою, рис. 2.5, у якій відбувається відповідне збільшення тиску. Після повного сполучення каналів 5 і 6 з каналом 3 краї отвору каналу 4 починають перекривати отвори 6 і 7, з'єднуючи їх між собою за допомогою канавки 8, що забезпечує зниження тиску газу в камері.

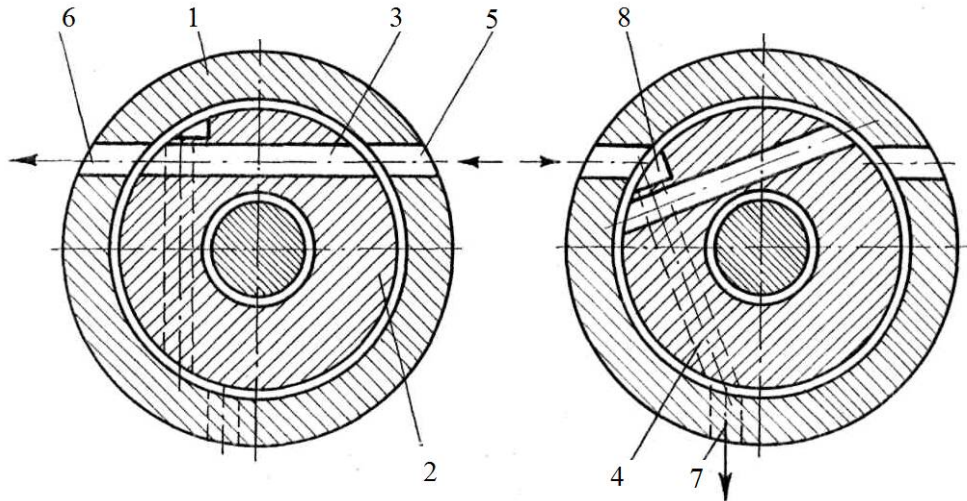


Рис.2.5. Канали дозуючого пристрою

Аналогічним образом, через заданий проміжок часу, відповідний до величини кута розвороту золотників, з камерою з'єднується інший акумулятор і в ній створюється другий імпульс тиску. Потім на кожному наступному оберті описаний процес формування імпульсів повторюється.

Величини імпульсів тисків залежать від рівня розташування мастильних отворів, а також навантаження двигуна. Завдання й підтримка будь-яких

конкретних імпульсів у камері стенда проводиться за допомогою редуційних клапанів 5 і акумуляторів 4, рис. 2.3. Вікна камери й використання прозорих ділянок нагнітального тракту дозволяють вести візуальні спостереження за скороминучими процесами, що відбуваються усередині каналу й визначати характеристики руху мастила за межами його зрізу.

Стенд забезпечує роздільний збір мастила подаваного в камеру (рис.2.6). Одна його частина, що надходить із відривом від площини розташування зрізу отвору, відводиться за межі камери через порожнину пастки 1, а інша, що стікає під отвір - через порожнину 2. Відвід мастила з ізольованих порожнин 1 і 2 здійснюється через крани.

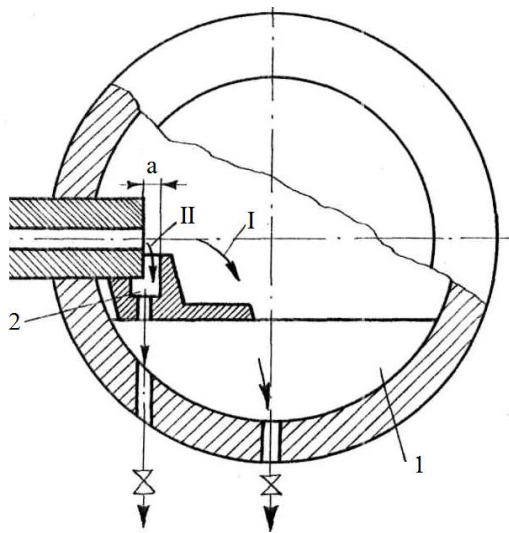


Рис.2.6. Камера стенда

Камера стенда разом з усією приєднаною до неї вимірювальною апаратурою й досліджуваною частиною системи може бути повернена щодо осі розподільника на необхідний кут, що забезпечується розміщенням його корпусу на підшипниках, і дозволяє оцінити зміну характеристик процесу мастилоподачі в умовах крену судна.

Для візуального спостереження за скороминучими процесами мастилоподачі, у загальну схему стенда включена швидкісна кінокамера. Реєстрація сигналів від різних датчиків (переміщення, тиску, часу, оцінок мертвих крапок, витрати мастила й ін.), на стенді здійснюється комплектом апаратури, що включає в себе підсилювач із блоком живлення, магазин опорів, шлейфовий осцилограф, лічильник числа обертів і ін., усе те, що необхідно відповідно до завдань досліджень.

Таким чином, при випробуваннях використовувалися засоби які забезпечують завдання й реєстрацію практично всіх робочих умов, що визначають формування витікання мастила в циліндр дизеля. Це дозволяє швидко й з достатньою об'єктивністю зробити найважливіші виміри на будь-якій ділянці

системи, а крім того, скласти візуальні уявлення про досконалість процесу витікання мастила в циліндр.

Перші ж візуальні спостереження, проведені на стенді, показали, що витікання мастила в камеру відбувається двома шляхами. Одна його частина повільно стікає по стінці камери під мастильний отвір, а друга вилітає (викидається) з каналу з великою швидкістю й може віддалятися від зрізу вихідного отвору на кілька десятків сантиметрів.

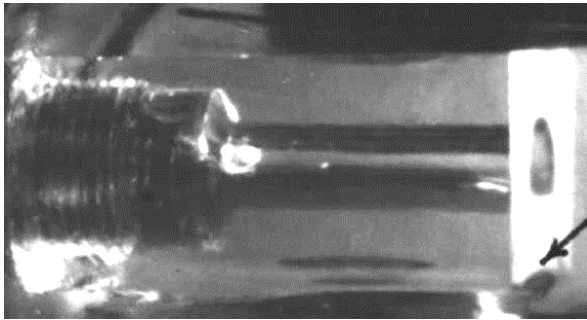


Рис.2.7. Прозора модель каналу ЦВ

Для більшого наближення до розкриття сутності процесів, що відбуваються усередині передкамери, і пояснення явища викиду мастила, ділянка каналу, що прилягає безпосередньо до дзеркала циліндра, виконана прозорою (рис.2.7) і розміщена у камері

стенда так, що рух мастила в прозорій ділянці й за його межами становить єдиний ланцюг фаз процесу, що знімається кінокамерою.

Процеси витікання мастила в циліндри розповсюджених останнім часом довгоходових судових дизелів залишаються недостатньо вивченими, що не дозволяє обґрунтовано й ефективно вирішувати питання вдосконалення

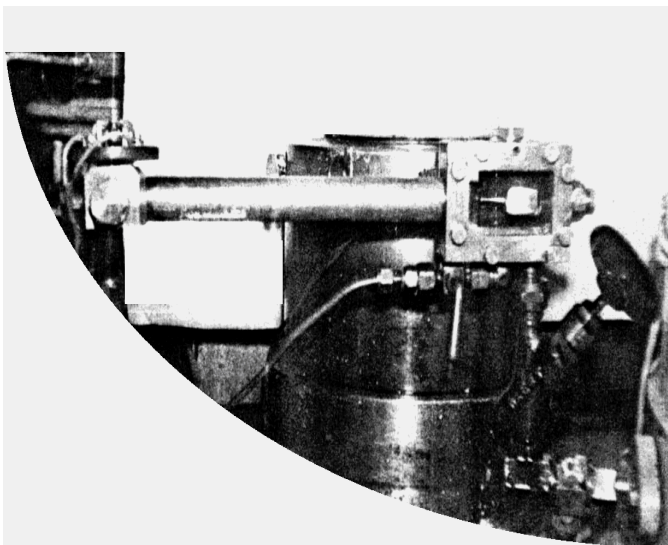


Рис.2.8. Установка для випробування системи мащення в експлуатаційних умовах

систем мастилоподачі й зменшення витрати циліндрових масел, а також зниження зносу деталей ЦПГ. Випробування системи мащення при подачі мастила системою "Пульс" здійснювались безпосередньо на двигуні, рис.2.8. Сутність цього пристрою пояснюється схемою, наведеної на рис.2.9. Між мастильним штуцером 1 і

циліндром 2 двигуна встановлена камера 3 із прозорими вікнами, що дозволяє вести візуальні спостереження за процесом витікання мастила.

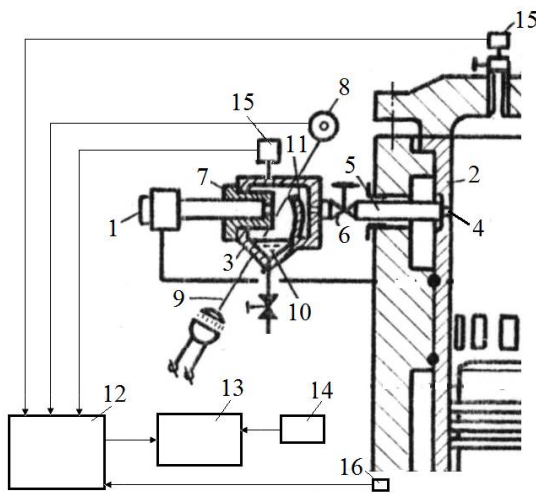


Рис.2.9. Схема експериментальної установки системи мащення в експлуатації

Тут V_k - обсяг камери; V_c - сумарний обсяг просторів між компресійними кільцями, обмежений дзеркалом циліндра й бічною поверхнею головки поршня; n - число мастильних отворів, розташованих на одному рівні з газовідводом 5. Для відключення камери передбачено клапан 6.

З'єднання штуцера 1 з камерою 3 здійснюється за допомогою переходу 7, загвинченого в стінку камери, який призначений для відтворення мастилопідводячого каналу, розташованого в стінці втулки. Торцева площа переходу 7 з вихідним отвором розміщена усередині камери так, що через прозорі вікна, відносно зрізу отвору на фотодатчик 8 спрямований сконцентрований промінь 9.

Для відводу мастила з камери в ній передбачений мастилозбірник 10. Перед вихідним отвором газовідводу в камері встановлений відбивач 11, призначений для розсіювання потоку газу. У ланцюг реєструючої апаратури з підсилювачем 12, осцилографом 13 і відмітчиком часу 14 включені датчики 15 тиску газу в камері й у циліндрі, відмітчик 16 мертвих точок поршня й фоторезистор 8. У камеру встановлювався штуцер 1 аналогічний штатному, на який зсередини камери кріпилася прозора модель мастилопідводячого каналу з необхідною геометрією. Мастило за допомогою трубопроводів і венти-

Для забезпечення в камері такого ж тиску, який виникає в мастильних каналах 4 стінки втулки циліндра, внутрішній обсяг її обраний з умови $V_k = \frac{V_c}{n}$ і з'єднано із циліндром газовідводом 5, вхід у який зсередини циліндра розташований на одному рівні з мастильними отворами.

лів направлялося або в штуцер двигуна, для забезпечення роботи каналу мащення або в штуцер камери.

Застосування камери із прозорими стінками дозволило вести безпосереднє спостереження за процесом мастилоподачі й здійснювати його кінозйомку за допомогою швидкісної кінокамери. Використання датчиків, аналогічних застосовуваним на стенді забезпечило осцилографування процесів, що відбуваються при роботі досліджуваної системи.

При випробуваннях реєструвалися: тиск газів, що діє в область зрізу мастильного каналу – P_{Γ} ; хід плунжера лубрикатора – X_{Π} ; хід клапана штуцера – $X_{\text{кл}}$; верхня мертва точка - ВМТ; час - T ; момент виходу мастила з каналу – $M_{\text{в}}$. Крім того, у процесі експерименту проводилося завдання й вимір температури мастила в лубрикаторі, температури штуцера, числа обертів золотників дозуючого пристрою, відповідних до частоти обертання колінчатого вала двигуна, фаз формування імпульсів тисків і частоти обертання валика лубрикатора.

Одночасно із цим велося візуальне спостереження з кінореєстрацією процесу витікання мастила за допомогою швидкісної кінокамери. Обробка результатів кінозйомки полягала у визначенні швидкості руху стрічки, масштабу знімка й вимірів довжини траєкторій мастила по кадрах, при 16-ти кратнім збільшенні. Графічні залежності довжини струменя для різних значень часу дозволили визначити швидкість переднього фронту струменя мастила поданого у циліндр. За допомогою швидкісної зйомки проводився також аналіз формування процесів руху мастила усередині каналів, окремі ділянки яких виконувалися із прозорого матеріалу.

Пристрій для роздільного збору порцій мастила стіканням по стінці й з відривом від неї, а також відвід їх за межі камери в процесі випробувань дозволили визначити зміну співвідношення обсягів цих порцій для мастильних пристроїв з різною геометрією, залежно від частоти обертання, температури мастила на виході в циліндр, величини ходу плунжера лубрикатора й імпульсів тисків газу.

У дослідженнях використовувався комплект тензометричної апаратури [17], який містив у собі: підсилювач АНЧ-7М з блоком живлення, магазини опорів і шлейфовий осцилограф Н 115. У якості елементів апаратури служили дротові датчики. Для визначення масштабу запису осцилограмм, до початку вимірів і після їхнього завершення проводилася тарировка датчиків.

Як уже вказувалося, витрата мастила у фазах його подачі є однією з найважливіших величин, що визначають рівень досконалості системи. Обчислення, або вимір цієї витрати дозволяє значною мірою наблизитися до кількісної оцінки розподілу поданого мастила між верхньої й нижньої частинами дзеркала втулки й одержати обґрунтування вибору пояса розташування мастильних отворів по висоті циліндра.

У сучасних судових МОД, залежно від їхніх конструктивних особливостей, витрата мастила за одне відкриття клапана штуцера змінюється в межах $4 \dots 40 \text{ мм}^3$. Такі порції при діаметрі мастильного отвору $2 \dots 5 \text{ мм}$ являють собою одну або декілька крапель. Витікання цих порцій, залежить від ряду параметрів сукупність впливу яких становить достатню складність умов процесу подачі й визначення витрати мастила по фазах. Тому вірогідність розрахункових значень витрати повинна бути підтверджена надійним і досить об'єктивним методом.

При вивченні процесів мащення циліндрів був використаний датчик-витратомір [84,85], який дозволяє за допомогою осцилографа, одночасно з усіма іншими параметрами мастилоподачі, робити запис сигналу, відповідного до витрати порції мастила в декілька мм^3 . Витрата визначається при обробці осцилограмм по тарувальній кривій і відомим конструктивним розмірам датчика. Датчик-витратомір, рис.2.10, містить у собі прозорий циліндр 1, індуктивні котушки 2, поршень 3, два взаємозамінні крани 4 із пробками 5, які з'єднані між собою трубками 6 і 7.

У корпусах кранів є канали 8, 9, 10 і 11, а в пробках - 12 і 13. Для візуального спостереження за крайніми положеннями поршня 3 наприкінці корпу-

са індуктивної котушки 2 є прорізи 14, Фіксація котушки здійснюється за допомогою кільця 15.

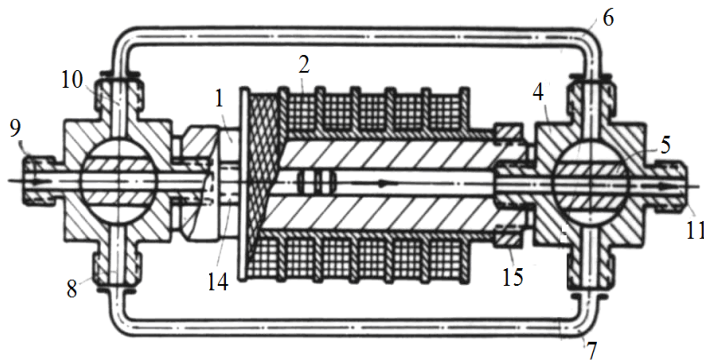


Рис.2.10. Датчик - витратомір

При положенні пробки 5, що відповідає рис.3.10 а, мастило з нагнітального трубопроводу по каналу 9 надходить у циліндр 1 і переміщає поршень 3 із крайнього лівого в крайнє праве положення. У цьому положенні пробки 5 необхідно повернути як показано на рис.2.11 б. Це забезпечує рух поршня 3 у зворотному напрямку. Таким чином, шляхом зміни положення пробки при крайніх зупинках поршня, забезпечується його зворотно-поступальний рух стільки раз, скільки необхідно за умовами експерименту.

Рух поршня 3 викликає зміну індуктивності котушок 2 і величини електричного струму на виході підсилювача, що реєструється на стрічці осцилографа, рис.2.12 (лінія G). Осцилограма процесу мастилоподачі являє собою одночасний запис: ходу плунжера лубрикатора (лінія $X_{пл}$), зміни тиску в мастилопроводі лубрикатора, зміни тиску в мастилопроводі перед клапаном

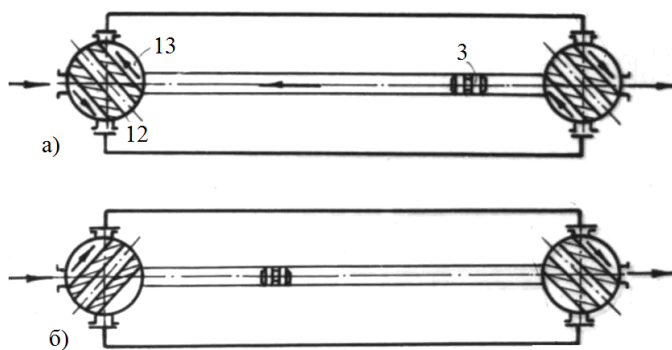


Рис.2.11. Положення кранів датчика - витратоміра

Цей пристрій, що представляє собою систему паралельно з'єднаних індуктивних котушок, розміщених на циліндрі усередині якого є ретельно притертий поршень, при експериментах устатковується перед передкамою.

штуцера, зміни тиску в каналі штуцера між безповоротним клапаном і дзеркалом циліндра, відкриття клапана штуцера, витрати мастила у фазах відкриття клапана (лінія G), оцінки верхньої мертвої точки поршня й часу.

Запис цих параметрів зроблена за допомогою осцилографів Н 102 і Н 115. Численні експерименти, проведені нами й іншими авторами [4,17,39,47,71,84] показали, що включення вимірювальної апаратури в систему в ряді випадків різко спотворює реєструємі параметри.

Вимірами встановлене, що всі датчики в яких у період нагнітання мастила міняється порожнина, з'єднана з мастилопроводом, для визначення параметрів у ньому непридатні. Не можна, наприклад, застосовувати відомі датчики мембранного типу. Включення такого датчика в систему алогічно включенню компенсатора, що згладжує величину імпульсів тиску в системі. По аналогічній причині конструкція ємнісного датчика для запису переміщень клапана штуцера, яка була використана в роботах [44,47], дає недостовірні результати.

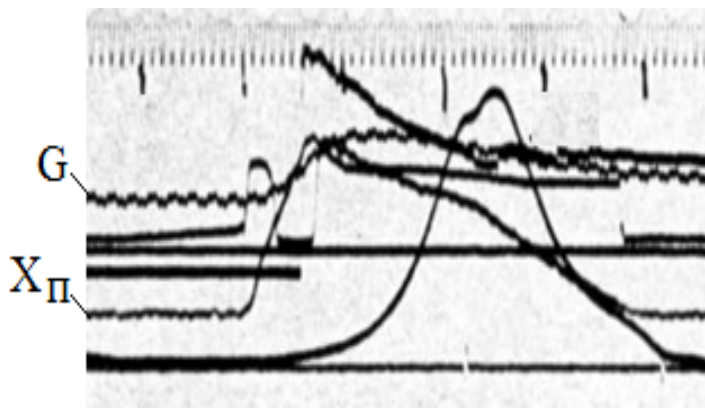


Рис.2.12. Осцилограма із записом витрати мастила у трубопроводі порожнини в порівнянні з обсягом поданого мастила було б незначним. Цим вимогам задовольняють тензодатчики [52,71,107], одна з конструкцій яких разом із прикладом тарувальної кривої наведена на рис. 2.13. На сталевому корпусі 1 щільно насаджена гільза 2, обидві торцеві сторони якої припаяні до корпусу. Компенсаційний датчик 3 наклеєний у верхній частині гільзи, що майже не деформується, а активний датчик 4 - у середній частині. Робоча конструкція датчика забезпечена захисним корпусом і рознімною штепсельною колодкою для підключення до підсилювача. Запис тиску P_T здійснено за допомогою тензодатчиків, наклеєних на стрижневу пружину індикатору рис. 2.14, деформація якої перетворювалася в електрич-

Як ми вже відзначали, подача мастила в трубопровід за один хід плунжера лубрикатора становить усього декілька крапель й для виміру підвищення тиску в системі від цієї подачі необхідні датчики, у яких зміна з'єднаної із тру-

ний сигнал. Обробка запису здійснювалася за допомогою тарувальних кривих, що представляють залежність положення променя на екрані осцилографа від поточного значення вимірюваного тиску.

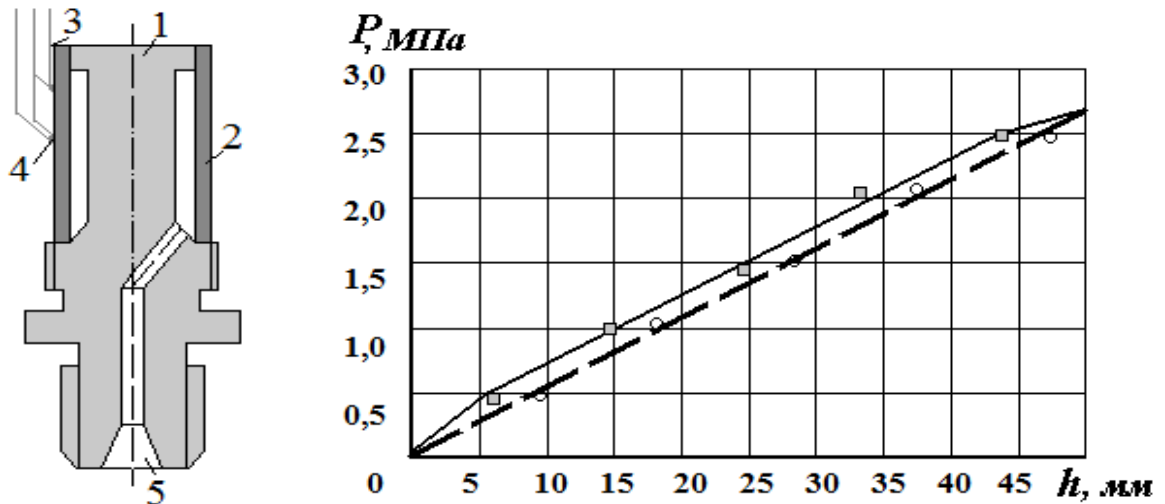


Рис.2.13. Датчик тиску мастила і його тарувальна характеристика

Для запису руху плунжера лубрикатора й клапана штуцера використовувалися індуктивні датчики, що одержали широке застосування, наприклад, при випробуваннях паливної апаратури [116,117]. Вони прості, надійні й забезпечують стабільні показання.

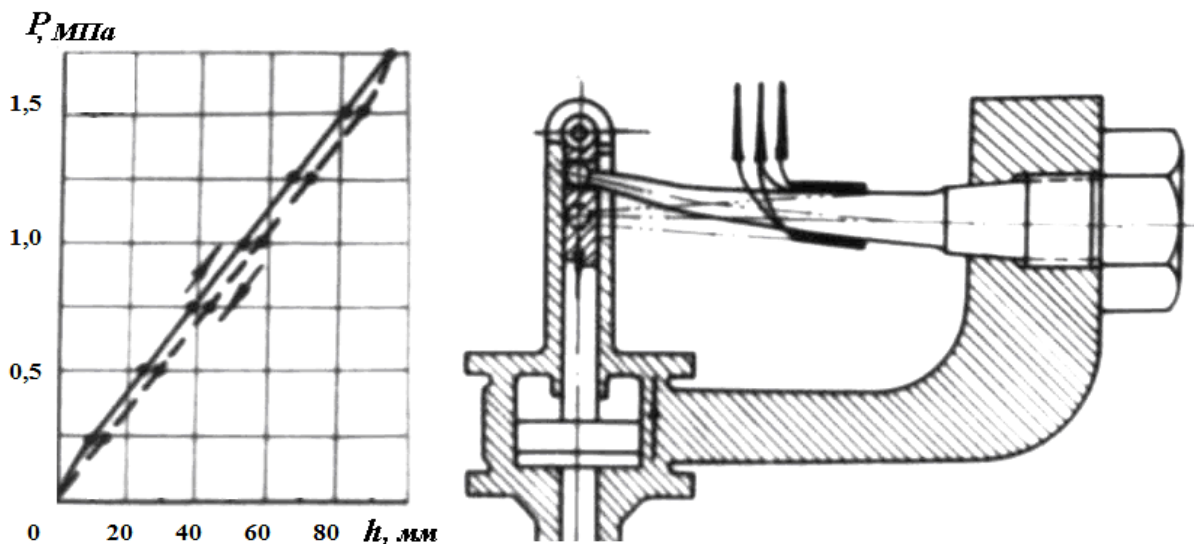


Рис.2.14. Датчик тиску газів і тарувальна характеристика

Приклади установки й конструктивне виконання індуктивного датчика для запису ходу клапана штуцерів наведені на рис. 2.15.

У латунному або дюралевому корпусі датчика розміщено дві котушки. Сердечник виконаний зі сталі й кріпиться до безповоротного клапана різними способами, що залежать від його конструкції. Робоче положення датчика переміщення плунжера лубрикатора пояснюється рис. 2.16. Відмітка ВМТ здійснювалася індуктивним датчиком роль якого виконував головний телефон. Запис інтервалу часу здійснено за допомогою вібратора П-104.

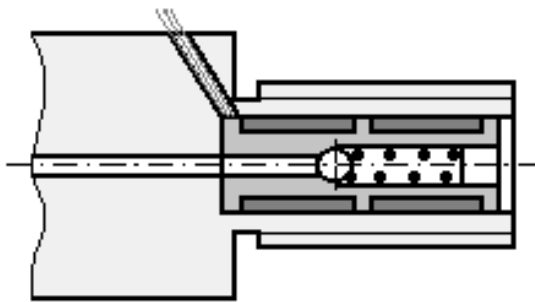


Рис.2.15. Датчик ходу клапана

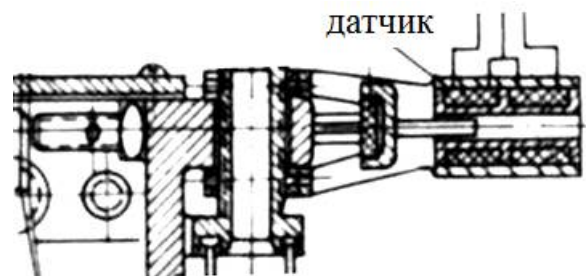


Рис.2.16. Датчик ходу плунжера

Тарировка датчиків переміщень здійснювалася на спеціальному пристрої з індикатором годинникового типу, а датчиків тиску - на гідравлічному пресі з манометром класу 0,5 і точністю показань 0,001 МПа. Реєстрація імпульсів тиску газів у камері стенда здійснювалася за допомогою тензодатчиків, а запис переміщень плунжерів лубрикаторів - індуктивними датчиками (рис.2.16).

У зв'язку зі специфічними особливостями, властивими системам мастилоподачі (дозування мастила краплями, подача малих порцій у середовище з різко мінливим тиском і чутливість параметрів у каналі до зміни його обсягу), включення в нагнітальний тракт додаткових ємностей спотворює процес [43,84]. Тому, вибір датчиків використовуваних у цьому тракті, проводився з дотриманням певних вимог. Для кожного конкретного штуцера й системи, розроблялися датчики ходу клапана, які встановлювалися безпосередньо в місці його розташування, без порушення геометричних і гідравлічних характеристик мастилопроводу. Погрішності вимірів оцінювалися за допомогою використання тарировок датчиків.

Як ми вже відзначали, методи оцінки моменту виходу мастила в циліндр, пов'язані з переміщенням плунжера й відкриттям зворотного клапана штуцера для існуючих лубрикаторних систем мащення, не вірні. Витікання мастила в циліндр відбувається в результаті складної гідро-газодинамічної взаємодії газів з мастилом, що перебувають у каналі між дзеркалом і зворотним клапаном штуцера [18,86,89].

Одним з найважливіших факторів у цій взаємодії є змінний (імпульсний) тиск газу, що діє на зріз мастильного каналу. Зміна цього тиску обумовлена рухом поршня, рівнем розташування мастильних отворів по висоті втулки, числом обертів колінчатого вала й навантаженням циліндра. Тобто для кожного типу двигуна існує своя крива зміни тиску газів у каналі. Тому зміна перепаду тиску $\Delta P(t)$ разом з існуючими геометричними характеристиками нагнітального тракту системи є основними умовами, що визначають формування й закон витікання мастила в циліндр малообертового дизеля [24,26,53,72,85]. Від характеру й форми витікання мастила в циліндр залежать : швидкість і шлях руху мастила в каналі й за межами його зрізу, а також момент і кількісний розподіл циклової подачі щодо положень поршня в циліндрі; розподіл мастила по дзеркалу, а отже, і ефективність його використання в двигуні; нагари в циліндрах і зношення деталей ЦПП.

Крім того, і в цей час при проектуванні й розробці нових систем основні зусилля спрямовані на поліпшення роботи лубрикатора, а гідравлічні характеристики каналів залишаються поза полем зору дослідників. Тому в цій роботі розглядаються питання експериментального дослідження систем мащення циліндрів довгоходових МОД для виявлення основних недоліків їх роботи. Іншим напрямком досліджень є оцінка результатів роботи й ефективності тієї або іншої конструкції, визначення ролі їх у забезпеченні працездатності циліндра, а також складання обґрунтованих вимог, яким повинні задовольняти модернізовані й нові мастильні системи.

Для розв'язку цих питань в експлуатаційних умовах використовувалася установка (рис.2.8 і 2.9), що дозволяє безпосередньо на повнорозмірному ди-

зелі під час його роботи вести візуальні спостереження за процесом витікання мастила в циліндр. У з'єднанні штуцера із втулкою характерно наявністю великого вільного обсягу, який у десятки раз більше обсягу циклової подачі насосного елемента за один його хід. Тому становить інтерес вплив цього локального обсягу й усієї ділянки на формування процесу витікання мастила в циліндр за допомогою експериментальної установки, згаданої вище.

Для одержання достовірних результатів проведених експериментів у прозорій камері, що імітує циліндр по протитискові газів, необхідно задати такий же закон зміни тиску, який формується в каналі зсередини циліндра двигуна. Забезпечення в камері умов, аналогічних циліндру, проводилося шляхом визначення обсягу самої камери й порівняння кривих тиску газу на канал. Використання в експлуатації експериментальної установки дозволяє безпосередньо на двигуні при його роботі вести візуальні спостереження за процесом мастилоподачі в циліндр.

2.5. Оцінка погрішностей результатів вимірювань

Досвід показує, що внаслідок неточності вимірювальних приладів, недосконалості наших органів почуттів, неповноти наших знань, труднощів обліку всіх побічних явищ, при багаторазовім повторенні того самого виміру виходять різні числові значення досліджуваної фізичної величини [3]. Так буває, навіть якщо виміри робити в зовсім однакових умовах (рівноточні виміри). При практичній використанні результатів тих або інших вимірів виникає питання про дійсне значення досліджуваної фізичної величини, про точність виміру.

Погрішність виміру - це відхилення результату вимірів x від дійсного x_0 значення вимірюваної величини. Залежно від форми розрізняють абсолютну, відносну й наведену погрішності вимірів.

Залежно від характеру прояву, причин виникнення й можливостей усунення розрізняють систематичну й випадкову складову погрішності виміру, а також грубі погрішності (промахи) [7].

Систематичні погрішності (помилки) - це погрішності, які зберігають величину й знак від досвіду до досвіду, при рівноточних вимірах. Типовими джерелами систематичних погрішностей бувають: недосконалість використовуваної вимірювальної апаратури; недосконалість використовуваного методу вимірів; вплив навколишнього середовища та інші.

Щоб уникнути або зменшити систематичні погрішності необхідно критично ставитися до методів дослідження, удосконалюючи їх, застосовуючи більш точні прилади, стежачи за їхньою справністю і т.д.

Випадкові погрішності (помилки) - це погрішності, що змінюють свою величину або знак від досвіду до досвіду, при вимірах, виконаних однаковою формою і при однакових умовах.

Передбачити величину випадкової погрішності для одного виміру в принципі неможливо. Тому доводиться повторювати виміри до певної розумної межі, а отриману сукупність експериментальних результатів обробляти за допомогою методів теорії ймовірностей і математичної статистики, які є основою, так званої, теорії погрішностей [46].

Промахи або грубі погрішності (помилки) - це помилкові виміри або спостереження, що виникають у результаті недбалості при відліку по приладу або нерозбірливому записі показань. Якщо впливу систематичних погрішностей і грубих промахів на отримані в експерименті результати, так чи інакше, можна уникнути або зменшити, то випадкові погрішності неможливо усунути.

В основі теорії погрішностей лежать два припущення [59]: при великій числі рівноточних вимірів випадкові погрішності однакової величини, але різного знака зустрічаються однаково часто; більші по абсолютній величині погрішності зустрічаються рідше, чим малі, тобто ймовірність появи погрішності зменшується з ростом її значення. До рівноточних ставляться виміри, виконувані з однаковою ступенем старанності тим самим методом.

Оскільки дійсне значення вимірюваної величини, у більшості випадків, залишається невідомим, то замість нього беруть середньоарифметичне зна-

чення. Ступінь наближення середньоарифметичного значення до дійсного значення вимірюваної величини є найвищою з отриманих результатів. Це положення дозволяє визначати наближені значення погрішностей за допомогою середньоарифметичного значення. Випадкова погрішність вважається певною, якщо відомі параметри закону її розподілу: математичне очікування (середнє арифметичне) вимірюваної величини; дисперсія (середньоквадратичне відхилення) результатів вимірів.

У вимірювальній практиці перевага віддається довірчій ймовірності 0,95 і 0,997. Перше значення відповідає інтервалу $\pm 2\sigma$; у цьому випадку 95 вимірів з 100 мають погрішність менше 2σ . Це задовольняє вимозі більшості інженерних завдань. Другому значенню відповідає інтервал $\pm 3\sigma$; у цьому випадку тільки три результати з 1000 можуть мати погрішність більш 3σ . Параметр σ ("сигма") називається середньою квадратичною помилкою виміру. Квадрат величини σ називається дисперсією помилки. У теорії погрішностей дисперсія є заходом розсіювання випадкової погрішності.

Насамперед, при математичній обробці результатів вимірів не слід враховувати свідомо невірні результати (промахи) [7,49], тобто результати, що містять грубі помилки. При виявленні грубої помилки результат виміру відкидався, а сам вимір по можливості повторювався. Їхнє виявлення проводиться за допомогою імовірнісних критеріїв, які дозволяють відрізнити промахи від більших випадкових погрішностей. Зовнішньою ознакою результату, що містить грубу помилку, було його різка відмінність по величині від результатів інших вимірів.

Якщо відмінний від усіх інших результат не був вчасно виключений, то питання про доцільність бракування значення "що вискакує" вирішувалась шляхом порівняння його з іншими результатами виміру. При цьому застосовувалися різні критерії, залежно від того, чи була відома чи ні середня квадратична помилка вимірів σ .

При малім числі вимірів для визначення результатів, що підлягають відкиданню, застосуємо критерій В.Н. Романовського, який заснований на

розподілі Стюдента [57,73]. На базі цих досліджень отримані таблиці відносних значень грубих погрішностей ($t_k = \varepsilon_k / \sigma_s$) залежно від прийнятої припустимої ймовірності їх появи P_k і числа вимірів n . Оцінка грубих погрішностей проводилася в наступному порядку [49,80]. За прийнятим значенням припустимої ймовірності P_k визначається (по таблиці) значення t_k . Середнє квадратичне відхилення σ_s обчислюється за результатами вимірів. Погрішність, що відповідає прийнятому P_k , рівна:

$$\varepsilon_k = t_k \sigma_s.$$

Значення ε_k порівнюється з погрішністю результату виміру, яку передбачається віднести до грубої. Якщо ця погрішність більше ε_k , тобто $X_k - \bar{X} \geq \varepsilon_k$, то результат виміру X_k не слід розглядати. Після виключення промахів (якщо такі є) погрішність виміру Δx рівняється:

$$\Delta X = \Delta X_1 + \Delta X_2,$$

де ΔX_1 і ΔX_2 – систематична й випадкова погрішності.

Оцінка випадкової погрішності прямих багаторазових вимірів виконувалася в наступному порядку:

1. Оцінюємо середнє арифметичне значення результатів вимірів

$$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i.$$

2. Обчислюємо середньоквадратичне відхилення

$$\tilde{\sigma} = \sqrt{\frac{(\tilde{x} - x_1)^2 + (\tilde{x} - x_2)^2 + \dots + (\tilde{x} - x_n)^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\tilde{x} - x_i)^2}{n(n-1)}}.$$

3. Вибираємо довірчу ймовірність $\alpha = 0,95$.
4. По таблиці визначаємо коефіцієнт Стюдента $t_{\alpha n}$.
5. Визначаємо довірчий інтервал (погрішність серії багаторазових вимірів) $\Delta \tilde{x}_{CI} = t_{\alpha n} \tilde{\sigma}$.

6. Оцінюємо довірчий інтервал однократних вимірів $\Delta \tilde{x}_{OI} = \alpha \cdot d$,

де d – параметр рівномірного розподілу, пов'язаний із ціною розподілу або класом точності вимірювального приладу.

7. Визначається загальна погрішність серії вимірів (довірчий інтервал)

$$\Delta \tilde{x} = \sqrt{\Delta \tilde{x}_{\text{сл}}^2 + \Delta \tilde{x}_{\text{ои}}^2}.$$

8. Записуємо остаточний результат у вигляді $x = \tilde{x} \pm \Delta \tilde{x}$ з довірчою ймовірністю α .
9. Оцінюємо відносну погрішність вимірів $\delta = \frac{\Delta \tilde{x}}{\tilde{x}} \cdot 100\%$.

Відносна погрішність дозволяє зрівняти неточності вимірів величин, що мають різну розмірність. Систематичні погрішності можуть суттєво спотворювати результат виміру. Тому, у процесі експерименту приймалися заходи до виявлення причин їх виникнення й застосовувалися всі доступні способи для їхнього виключення, оскільки правильність вимірів характеризує близькість до нуля систематичних складових погрішностей.

Розрізняють наступні різновиди систематичних складових погрішностей: методичні, апаратурні, відлічування [46,49]. Методична складова погрішності обумовлена недосконалістю методу вимірів. Для її зниження ретельно пророблялася методика використання датчиків з урахуванням специфіки роботи системи мащення в умовах суднового двигуна.

Так, встановлено [43,71], що включення вимірювальної апаратури в систему в ряді випадків різко спотворює контрольовані параметри. Усі датчики, у яких у період нагнітання мастила змінюється обсяг порожнини, з'єднаної з мастилопроводом, для визначення параметрів у ньому непридатні.

Як відомо, подача мастила в трубопровід за один хід плунжера лубрикатора становить усього декілька крапель й для виміру підвищення тиску в системі від цієї подачі необхідні датчики, у яких обсяг з'єднаної із трубопроводом порожнини в порівнянні з порцією поданого мастила був би незначним. Цим вимогам задовольняють тензометричні датчики. Для запису руху плунжера лубрикатора й клапана штуцера використовувалися індуктивні датчики, що одержали широке поширення при випробуваннях паливної апаратури.

Апаратурна складова погрішності виникає внаслідок погрішності застосовуваних засобів вимірів. Для її зменшення контролювалися точність виготовлення й складання датчиків, а також зміни характеристик засобів виміру в процесі експлуатації. Складова погрішності відлічування обумовлена (при неавтоматизованих вимірах) індивідуальними особливостями спостерігачів. Для зменшення цієї погрішності ретельно дотримувалися правила відліку.

	A	B	C	D	E	F
1	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$				
2	1,91	1,96				
3	1,83	1,9				
4	1,97	1,8				
5						
6	СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ					
7	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$				
8	1,903333333	1,886666667				
9						
10						
11						

Formula bar: =СРЗНАЧ(A2:A4)

Bottom status bar: Сумма=3,79

Рис.2.17. Розрахунки середніх значень

Вимірність виміру, тарировка проводилася по 3 рази до й після проведення досвіду. За дійсне значення показання датчика приймалось середнє арифметичне результатів трьох тарувань однієї величини.

Приклад розрахунків погрішності визначення тиску газів у камері іспитової установки $P_{Г1}$, $P_{Г2}$ (до й після експерименту відповідно) у середовищі MS EXCEL [114,119] наведений нижче.

Отримані результати вимірів розташовуємо в електронній таблиці Excel у стовпцях A, B, C i D (рис.2.17). Залишивши місце на підписи, що пояснюють, у ячейках A8 i B8 обчислимо відповідні середні арифметичні значення. Для цього в ячейку A8 записуємо (або викликаємо вбудовану функцію) =СРЗНАЧ(A2:A4) і простягаємо її на ячейку B8.

При виявленні систематичних погрішностей, їх виключали за допомогою виправлень і поправочних множників. Визначення випадкових погрішностей вимірів проводилося з використанням тарировок датчиків що значно спростило обробку результатів вимірів і підвищило їхню точність. Щоб звести до мінімуму погріш-

Для розрахунків середньоквадратичного відхилення кожної з обмірюваних величин необхідно записати суму квадратів різниці між кожним обмірюваним значенням і середнім арифметичним. Скористаємося для цього вбудованою функцією КВАДРОТКЛ (рис.2.18). У ячейку A10 запишемо (рис.2.19): =КВАДРОТКЛ(A2:A4)

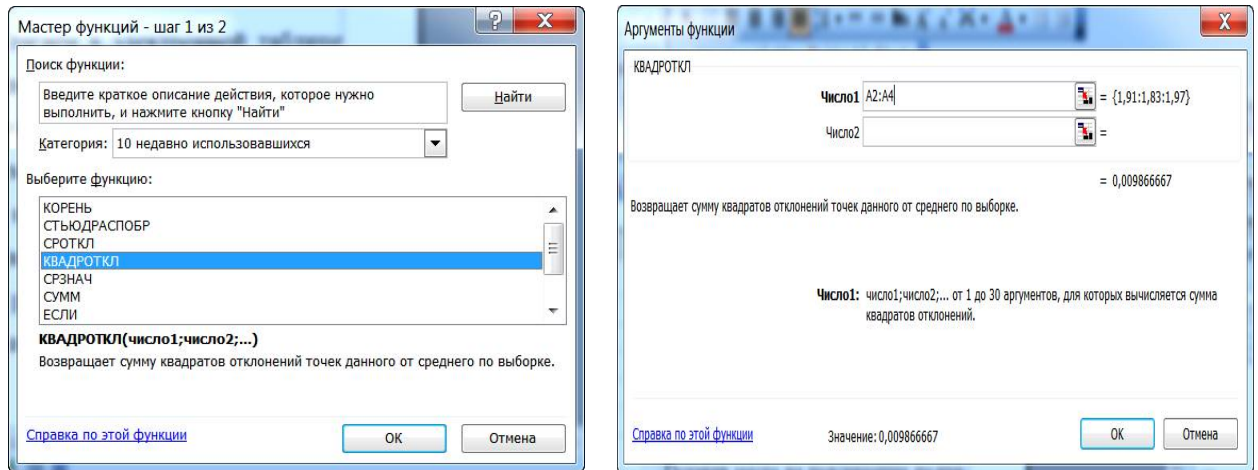


Рис.2.18. Виклик вбудованої функції

Середньоквадратичне відхилення $\tilde{\sigma}_P$ обчислюється в такий спосіб

$$\tilde{\sigma}_P = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^3 (\tilde{P} - P_i)^2}$$

Тому що сума квадратів уже підрахована в ячейці A10, то для обчислення середньоквадратичного відхилення необхідно обчислити корінь зі значення A10 діленого на $n(n-1) = 6$: =КОРІНЬ(A9/6). Запишемо цю формулу в ячейку A11. Виділивши й простягнувши ячейки A10 і A11 вправо, одержимо суму квадратів і середньоквадратичне відхилення для інших обмірюваних в експерименті величин, рис.2.19.

Далі необхідно розрахувати випадкову погрішність, яка для величини P обчислюється по формулі

$$\Delta P_{CL} = t_{\alpha n} \cdot \tilde{\sigma}_P,$$

де $t_{\alpha n}$ - коефіцієнт Стюдента. Для $n = 3$ (три виміри) і довірчої ймовірності $\alpha=0,95$ одержимо коефіцієнт Стюдента в ячейці C12

$$=СТЮДРАСПОБР(1-0,95;3-1)$$

	A	B	C	D	E	F
1	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$				
2	1,91	1,96				
3	1,83	1,9				
4	1,97	1,8				
5						
6	СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ					
7	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$	$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$			
8	1,903333333	1,886666667				
9						
10	0,009866667	0,01306667	СУММА КВАДРАТОВ			
11	0,04055038	0,04666548	СРЕДНЕКВАДРАТИЧНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ			

Рис.2.19. Розрахунки сум квадратів і $\tilde{\sigma}_p$

урахуванням довірчої ймовірності $\alpha=0,95$ як $\Delta_{ОИ} = d \alpha$.

Внесемо ці обчислення в електронну таблицю: ціну розподілу приладу d – у

	A	B	C	D	E	F
6	СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ					
7	$P_{Г1}$	$P_{Г2}$	$\tilde{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$			
8	1,903333333	1,886666667				
9						
10	0,009866667	0,01306667	- СУММА КВАДРАТОВ			
11	0,04055038	0,04666548	- СРЕДНЕКВАДРАТИЧНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ			
12			4,302653	- КОЭФФИЦИЕНТ СТЬЮДЕНТА		
13	0,174474204	0,20078534	- $\Delta_{сл}$			
14						
15						
16						

Рис.2.20. Розрахунок погрешності серії багаторазових вимірів

А в ячейках $A13$, $B13$ розраховуємо випадкові погрешності для величин $P_{Г1}$ і $P_{Г2}$ відповідно (рис.2.20).

$$=A11*312$$

$$=B11*312$$

У цьому експерименті всі величини вимірялися тим самим приладом – манометром із ціною розподілу $d = 0,01$ МПа. Тому погрешність однократних вимірів $\Delta_{ОИ}$ $P_{Г1}$ і $P_{Г2}$ буде однаковою й розраховується з

ячейку $B14$, довірчу ймовірність α – у ячейку $B15$, а результат обчислення помилки однократних вимірів по формулі $=B14*B15$ – у ячейку $C16$ (рис.2.21).

Для кожної виміряної величини необхідно розрахувати повну погрешність. Для величини $P_{Г1}$ це слід зробити по формулі

$$\Delta P_{Г1} = \sqrt{\Delta P_{сл}^2 + \Delta_{ОИ}^2}. \text{ Запишемо цю формулу в ячейку } A18 \text{ у вигляді:}$$

$$=КОРІНЬ(A132+\$C162)$$

Протягнемо вправо від ячейки $A18$ це значення, щоб одержати погрешність вимірів інших величин.

Розрахуємо відносну погрішність (у відсотках) по формулі $\delta = \frac{\Delta P}{P} \cdot 100\%$.

Цю формулу запишемо в ячейку A19 у вигляді (рис.2.21):

$$=A18*100/A8$$

Скопіювавши її в ячейку B19 одержимо остаточний результат розрахунків відносної погрішності в %.

	A	B	C	D	E	F
10	0,009866667	0,01306667	- СУММА КВАДРАТОВ			
11	0,04055038	0,04666548	- СРЕДНЕКВАДРАТИЧНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ			
12			4,302653	- КОЭФФИЦИЕНТ СТЬЮДЕНТА		
13	0,174474204	0,20078534	- Дсл			
14	d=	0,01				
15	α=	0,95				
16			0,0095	Доли ПОГРЕШНОСТЬ ОДНОКРАТН		
17	$\Delta P_{Г1}$	$\Delta P_{Г2}$				
18	0,174732647	0,20100996	- ПОГРЕШНОСТЬ ИЗМЕРЕНИЙ			
19	9,180349219	10,6542379	- ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПОГРЕШНОСТЬ (В %)			
20						

Рис.2.21. Завершення розрахунку погрішності вимірів

ності прямих вимірів усіх безпосередньо вимірюваних величин, що входять у формулу для шуканої величини, з урахуванням погрішності багаторазових і одноразових вимірів. При цьому для всіх вимірюваних величин задається те саме значення довірчої ймовірності ($\alpha = 0,95$).

3. За допомогою середніх значень вимірюваних величин $\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \dots, \tilde{x}_m$ розрахуємо значення шуканої величини $\tilde{y} = f(\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \dots, \tilde{x}_m)$.

4. Отримаємо вираз для погрішності непрямих вимірів по одній з формул

$$\Delta \tilde{y} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial \tilde{x}_i} \right)^2 \Delta \tilde{x}_i^2} \quad \text{або} \quad \Delta \tilde{y} = \tilde{y} \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial \ln f}{\partial \tilde{x}_i} \right)^2 \Delta \tilde{x}_i^2}.$$

5. Запишемо остаточний результат у вигляді $y = \tilde{y} \pm \Delta \tilde{y}$ з довірчою ймовірністю α .

При обробці результатів непрямих вимірів рекомендується наступна послідовність дій:

1. Якщо це необхідно, перетворимо формулу, що зв'язує вимірювані величини із шуканою так, щоб функціональна залежність містила всі вимірювані величини безпосередньо (без проміжних формул).

2. Виконаємо оцінку погріш-

6. Визначимо відносну погрішність шуканої величини $\delta = \frac{\Delta \tilde{y}}{\tilde{y}} \cdot 100\%$.

Якщо за якимись причинами даний метод оцінки погрішності не застосуємо, можна обчислити значення $y_1, y_2, \dots, y_m$ за значеннями $x_1, x_2, \dots, x_m$, отриманим у кожному з n досвідів окремо. А потім оцінити погрішність як при прямих вимірах. Як показали результати розрахунків у експериментах відносна погрішність не перевищувала 11 %.

У суднових енергетичних установках інформацію про процеси, що протікають, одержують за допомогою вимірювальних пристроїв, до складу яких входять як прилади, так і вимірювальні перетворювачі. Різноманітне їх конструктивне виконання, принцип дії й форма представлення вихідного сигналу. Загальними ж для них є метрологічні характеристики такі як: погрішність вимірювального приладу (абсолютна, наведена, основна й відносна), клас точності нормуючого значення.

Таким чином, розроблена методика досліджень дозволяє проводити випробування існуючих конструкцій систем мащення циліндрів довгоходових дизелів у широкому діапазоні їх роботи, як у лабораторних, так і експлуатаційних умовах.

2.6. Основні оціночні показники процесу витікання мастила в циліндри суднових дизелів

Дослідженнями [15,44,70] встановлено, що при існуючих конструкціях систем мащення, витікання мастила в циліндр відбувається тільки при зниженні тиску з боку циліндра, тобто при падінні імпульсів протитиску газів, що діють в області мастильних отворів.

Застосування розробленої методики й експериментальної установки дозволяє розкрити існуючий механізм формування процесу витікання мастила в циліндри ДВЗ і визначати основні характеристики цього процесу (дійсний момент і швидкість витікання, шляхи руху мастила з мастильних отворів, явище "викиду", при яким відбувається відрив частини мастила від дзеркала

циліндра й ін.). Від цих характеристик залежить на які поверхні ЦПГ здійснюється подача мастила, що у свою чергу визначає теплові умови його роботи й втрати мастила, ефективність використання й забезпечення необхідних властивостей масляної плівки між поверхнями, що змазуються.

Дослідженнями [30,71,86] підтверджене, що значна частина мастила (при існуючих системах) неминуче надходить у циліндр у період руху поршня нижче мастильних отворів і попадає на бічну поверхню головки, а також його днище, де воно стає додатковим джерелом утворення нагару.

Процес витікання мастила в циліндр формується в каналі циліндрової втулки (передкамері), тобто на останній ділянці шляху мастила до поверхонь тертя й супроводжується загальним для всіх двигунів явищем "викиду".

Разом з тим установлене, що при спільності цього явища, частина мастила, що захоплюється газами, при розширенні в передкамері, залежно від форм і розмірів останньої, може являти собою струмінь, групу крапель, окремі краплі або вид усіх цих форм, що періодично міняють одна одну.

До основних конструктивних факторів, що впливають на характеристики витікання мастила в циліндр відносяться: обсяг передкамери, діаметр каналу в стінці втулки і його довжина, рівень розташування мастильних отворів по висоті циліндра й кут нахилу вихідної ділянки каналу. Другу групу становлять експлуатаційні фактори: величина порцій мастила, що подається в канал і його температура, частота обертання й навантаження двигуна, крен або диферент судна й ін.

Доведене [28,72,85], що основними умовами організації процесу "викиду" є вільні поверхні мастила в передкамері, деформація їх під дією ударних імпульсів тиску газу зсередини циліндра з наступним формуванням гребеня, який замикає канал, замикаючи газові порожнини з одночасним їхнім стиском, що відбуваються до кінця підвищення тиску імпульсу, рис.2.22.

Наведені фрагменти кінозйомки дають можливість пояснити характер зміни кількості мастила, що надходить у циліндр із викидом залежно від діаметра й довжини каналу, а також інших умов, розглянутих нижче.

Збільшення діаметра каналу приводить до зменшення викиду мастила тому, що запирання його (тобто торкання гребеня верхньої утворюючої каналу) відбувається рідше. Крім того, зв'язок вершини гребеня з верхньою стінкою каналу стає, у міру збільшення діаметра, більш слабкою й легше руйнується як при русі гребеня вглиб каналу, так і в період розширення в ньому газів. Це приводить до більш швидкого вирівнювання тиску перед гребенем і після нього, до інтенсивного вгасання інерції маси гребеня й, природно, до зниження кількості мастила, що надходить у циліндр із викидом.

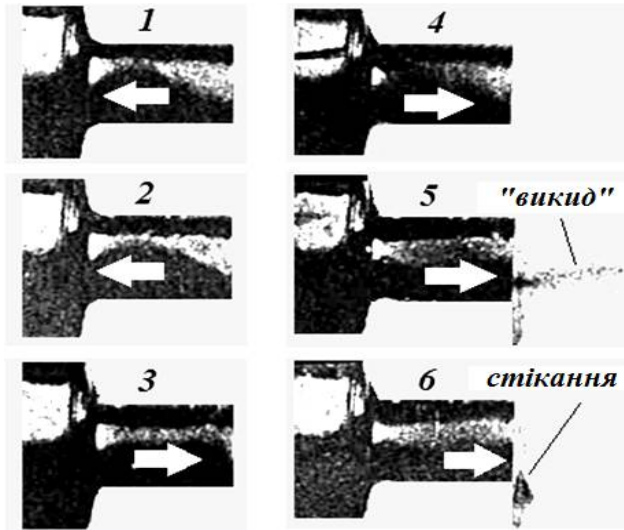


Рис.2.22. Кінокадри взаємодії мастила з газами

Формування гребеня, здатного перекрити канал, вимагає певної його довжини. У короткому каналі, за час наростання імпульсу тиску, гребінь не встигає розвинути до розмірів, що забезпечують перекриття перетину й замикання газової порожнини, тому в такому випадку викид неможливий. Разом з геометрією заклапанної порожнини, характеристика викиду визначається й іншими умовами, наприклад, рівнем розташування мастильних отворів по висоті циліндра. Цей фактор обумовлює число імпульсів тиску, що діють у заклапанній порожнині за один оберт, їх величину, швидкість наростання й падіння тиску, проміжок часу між імпульсами й температуру мастила в передкамері.

На збільшення кількості мастила, що надходить у циліндр із відривом від стінки втулки при підвищенні числа обертів, рівня в каналі, а отже й товщини його шару, імовірно впливають резонансні явища коливань вільної поверхні мастила й тиску газів над нею. Ці коливання, а також зворотно-поступальний рух мастила в каналі під дією різкої зміни величин тиску й напрямків потоку газів, приводять до інтенсивного приготування в передкамері

газomasляної суміші. Насичення мастила газами й підвищення температури суміші сприяють викиду, рис. 2.22 (кінокадр 5).

На формування процесу витікання в циліндр впливає також орієнтація верхньої стінки каналу щодо вільної поверхні мастила, як показують досвіди [16,84], при нахилі каналу вниз викид мастила різко зменшується.

Отже, характер витікання мастила в циліндр залежить не тільки від розмірів передкамери, але й від положення її частин стосовно осі циліндра. Крім того якість організації мащення деталей ЦПГ у період хитавиці судна може різко мінятися. Ознаками цих змін будуть збільшення забруднення й навіть поява сухості тронка, ріст нагаровідкладень на головках поршнів над першим кільцем, а також у вікнах, зменшення кількості мастила в підпоршневій порожнині й підвищення зносу деталей циліндра. Наведене вище вказує на складність процесу витікання мастила в циліндри й на залежність його від великої кількості факторів.

Встановлено [21,87], що в проміжку між робочими ходами плунжера лубрикатора "викид" відбувається кілька разів. Причому, на перших обертах циклу мастилоподачі викид має форму струменя. Потім вона міняється на групу крапель або одиничні великі краплі. Наприкінці циклу викид являє собою пучок досить розпиленої газо-масляної суміші. Корінь струменя, який не відривається від дзеркала, формує своєрідне сповзання мастила під отвір і вертикальне стікання його по дзеркалу, рис.2.22 (кадр 6). На декількох обертах (від 2 до 8) після викиду вихід мастила з отвору може бути відсутнім.

Необхідно відмітити, що описані явища (незважаючи на послідовну роботу секцій лубрикатора) відбуваються у всіх мастильних каналах одночасно, що обумовлене загальним для них часом наростання й падіння імпульсів тиску газів. Різні періоди поповнення каналів мастилом, відповідні до черговості робочих ходів плунжерів лубрикаторів, обумовлюють лише різницю в чергуванні форм викиду або умовну черговість перерв виходу мастила з отворів.

Встановлено, що при спустошенні каналу й русі мастила від дзеркала до зворотного клапана в період наростання тиску газу в мастильному отвору, відбувається оголення стрижня, розміщеного в каналі (рис.1.6 а). У результаті стрижень швидко прогрівається й стає акумулятором тепла, що прискорює розкладання мастила, особливо при використанні циліндрових масел з низькою термоокисною стабільністю. На рис. 2.23 наведені результати експериментального дослідження витікання мастила в циліндри дизелів з найпоширеніших східчастих горизонтальних каналів. Такі канали характерні й для довождових двигунів фірми MAN-B&W і WARTSILA (Sulzer).

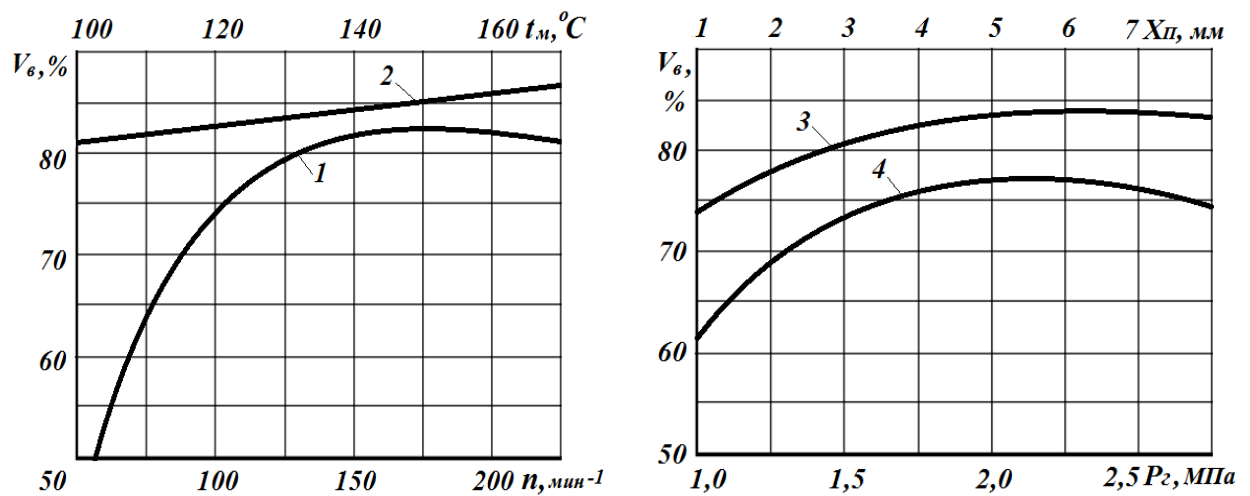


Рис.2.23. Залежність обсягу «викиду» мастила (V_6) від: 1 - частоти обертання (n), 2 - температури мастила (t_m), 3 - тиску газів (P_2), 4 - ходу плунжера (X_n).

При цих розповсюджених варіантах передкамер величина "викиду" суттєво зростає з підвищенням навантаження двигуна, тобто в основному експлуатаційному режимі втрати мастила, через попадання його на головку поршня й у камеру згоряння, найбільші.

Таким чином, складні некеровані взаємозв'язки, характерні для існуючих систем, у значній мірі визначають хаотичність організації мащення циліндрів і раптовість виникнення їх зношування. Складність цих обставин доповнюється відсутністю надійних методів прогнозування, а також оцінки поточної зміни умов роботи ЦПГ і труднощами (у цих умовах) правильного визначення придатності того або іншого сорту мастил для забезпечення надійної роботи циліндрів.

2.7. Висновки до другого розділу

1. У результаті вибору теми дисертаційного дослідження з ознак актуальності, наукової новизни, практичної значимості, відповідності паспорту спеціальності й основним напрямкам спеціальності 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки сформульована тема, спрямована на підвищення ефективності експлуатації суднових двигунів шляхом удосконалення систем мащення циліндрів.

2. Мета дослідження – підвищення ефективності роботи лубрикаторної системи судового ДВЗ шляхом забезпечення рівномірності подачі мастила до деталей ЦПГ.

3. Головне завдання дослідження полягає в визначенні оптимальних характеристик процесу мащення циліндрів ДВЗ для забезпечення рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ.

4. Удосконалена методика дослідження роботи лубрикаторних систем мащення дизелів, що дозволяє як у лабораторних, так і експлуатаційних умовах безпосередньо на повнорозмірному двигуні вести візуальні спостереження за процесом витікання мастила в циліндр. Виконана оцінка погрішностей вимірів, яка дозволила встановити, що в експериментах відносна погрішність не перевищувала 11 %.

5. З аналізу зміни кількості мастила, що надходить у циліндр із відривом від зрізу вихідного отвору залежно від конструктивних факторів установлено, що головними факторами, які виявляють основний вплив на витікання мастила в циліндр, є геометричні характеристики нагнітального тракту системи мащення.

6. На підставі експериментальних даних визначене, що в умовах двигунів РТА є передумови для викиду мастила в циліндр зі значними швидкостями його руху за межами каналу.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ МАСТИЛА В ЦИЛІНДРИ СУДНОВИХ ДОВГОХОДОВИХ ДИЗЕЛІВ

Одним з перспективних шляхів підвищення ефективності організації процесу мащення деталей ЦПГ є застосування нових систем з електронним регулюванням подачі мастила й керуванням роботою системи за допомогою персональних комп'ютерів.

Однак створення й широке використання таких систем обмежується малою вивченістю їх ефективності й суперечливістю існуючих даних про їхню експлуатаційну надійність, що в значній мірі утрудняє розв'язок наступних питань удосконалювання лубрикаторних систем.

Проведені дослідження із цієї проблеми [18,24,98,136], показують, що є можливість подальшого поліпшення процесу мастилоподачі в циліндри двигунів за рахунок удосконалювання систем. Експлуатаційними випробуваннями підтверджене, що досконалість процесів і систем дозованої подачі мастила є ефективним напрямком підвищення економічних показників роботи суднових дизелів.

У двотактних дизелях фірми «Вяртсиля-Зульцер» витрати на циліндрове масло займають одне із провідних місць, скорочення витрати циліндрового мастила навіть на 0,1 г/квт·г, представляє важливу щорічну економію для судновласників.

Автором проведені дослідження системи мащення циліндрів стосовно до двигунів RTA в умовах, що відповідають роботі системи на двигуні із частотою обертання колінчатого вала 60 - 200 хв⁻¹. Величина імпульсу тиску при стисканні задавалася в межах 0,8 – 1,5 МПа, а на розширенні - 2,5-3,0 МПа. Хід плунжера лубрикатора змінювався від 3 до 10 мм. Вплив температури мастила в лубрикаторі вивчався для діапазону 20-40°C, а в штуцері - 60-120°C.

3.1. Дослідження процесу акумуляторної мастилоподачі в циліндри двигунів RTA

3.1.1. Дослідження процесу мастилоподачі однорядною лубрикаторною системою з акумулюванням тиску мастила

З моменту введення в експлуатацію двигунів RTA на них застосовувалася система мащення циліндрів (рис.3.1), багато в чому аналогічна використуваній раніше на їхніх попередниках (двигунах RND). Підведення мастила до штуцерів здійснювався за допомогою лубрикаторів, що мають механічний привід (рис.3.2). Системи такої конфігурації застосовуються на багатьох двигунах випущених у період з 1985 по 1995 роки і експлуатованих у цей час.

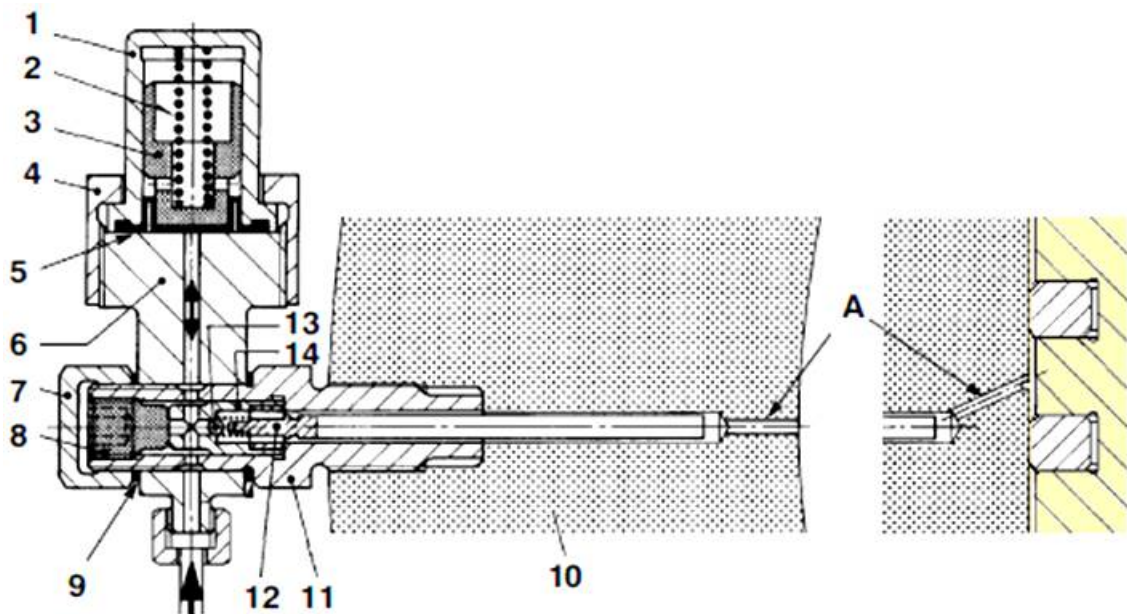


Рис.3.1. Складові лубрикаторної системи двигунів RTA (перших випусків):
1-кришка акумулятора; 2-пружина; 3-поршень; 4-накидна гайка; 5-мембрана;
6-корпус акумулятора; 7-гайка штуцера; 8-заглушка; 9-прокладка; 10-циліндрова втулка;
11-корпус штуцера; 12-стрижень; 13-кульковий клапан; 14-пружина клапана.

Ці системи мають невеликі відмінності від попередників, однак не завжди позитивні. Наприклад, безповоротний клапан 13 переміщений на максимальне видалення від дзеркала циліндра, що як правило погіршує процес мастилоподачі [16,87], а штуцер має вигляд укороченого ввертиша 11 з довгим стрижнем-витіснювачем 12. Крім того як показують ряд досліджень [96,104] акумулятор поряд з позитивним ефектом у такому виконанні далекий від дос-

ду між нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, а також геометрією заклапанної порожнини.

На постійному режимі роботи двигуна в результаті заповнювання всього каналу мастилом вихід його за зріз отвору відзначався без явища «викиду», тобто струминне витікання в порожнину циліндра з відривом від дзеркала було відсутнє.

Вихід мастила відбувався минаючи мастилорозподільні канавки регулярно, двічі на кожному оберті двигуна. Однак протягом перших 3-х обертів, що слідують за нагнітальним ходом плунжера лубрикатора, подача мастила здійснювалася відносно великими порціями, що піднімаються над дзеркалом циліндра на відстань до 5 мм (рис.3.3).

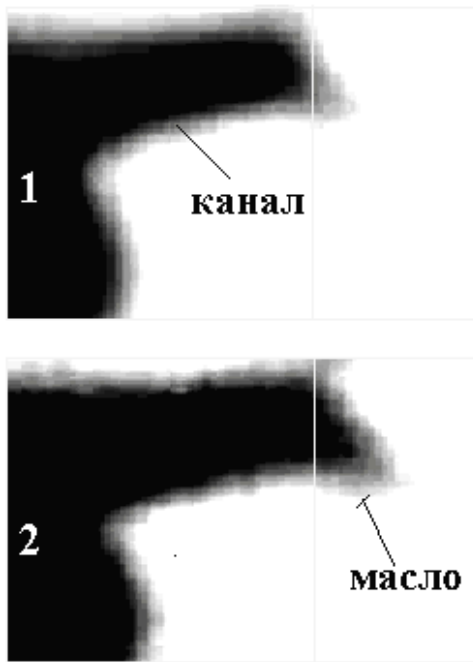


Рис.3.3.Кінокадри мастилоподачі

На наступних обертах до чергового робочого ходу плунжера лубрикатора величина порції й висота масляного валика суттєво зменшувалися.

Осцилографування процесу акумуляторної мастилоподачі супроводжувалося реєстрацією ходу плунжера лубрикатора ($X_{п}$), ходу клапана штуцера ($X_{к}$), тиску газів ($P_{г}$), моменту виходу мастила на дзеркало ($M_{в}$), оцінки часу (T), відмітки верхньої мертвої точки ($ВМТ$), ходу мембрани акумулятора ($X_{м}$).

Приклад осцилограми цього процесу на постійному режимі роботи двигуна, при частоті обертання колінчатого вала 105 хв^{-1} , ході плунжера 7 мм, температурі мастила в штуцері 80°C наведений на рис.3.4. З осцилограми випливає, що заповнення акумулюючої порожнини відбувається одночасно з нагнітальним ходом плунжера лубрикатора ($X_{п}$), а розвантаження акумулятора здійснюється протягом усього періоду часу до чергового робочого ходу плунжера.

Періоди виходу мастила на дзеркало циліндра (M_v) збігаються з періодами відкриття зворотного клапана штуцера (X_k), що пояснюється більш досконалою конструкцією заклапанної порожнини. Витікання мастила з акумулятора в штуцер і вихід його на дзеркало циліндра відбувається регулярно, двічі на кожному оберті двигуна зменшуваними порціями.

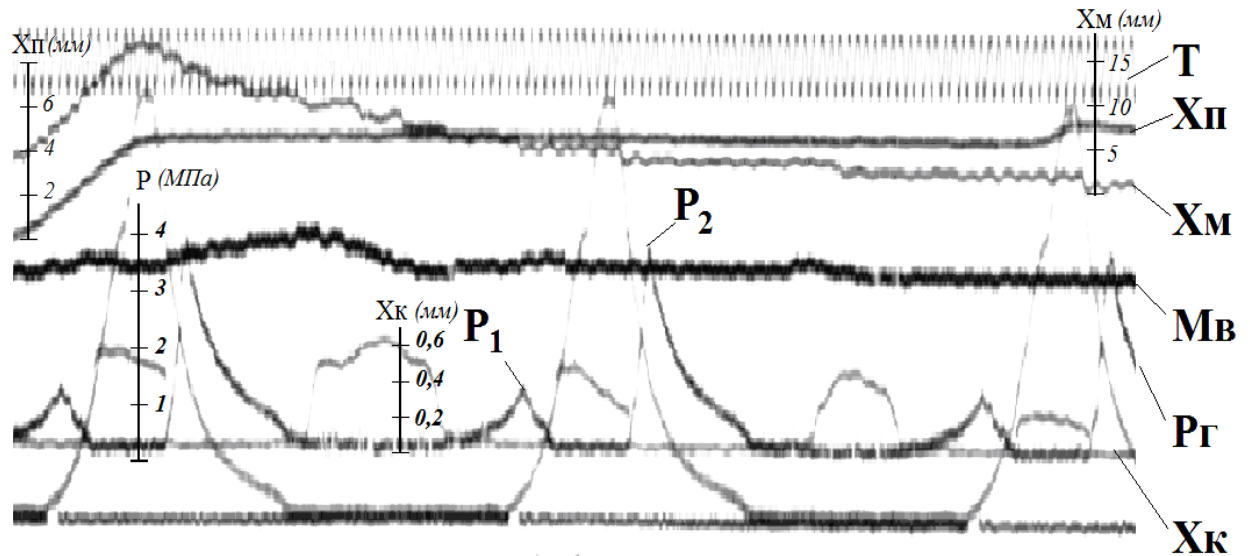


Рис.3.4. Осцилограма процесу мастилоподачі

Суміщення осцилограми із рухом поршня дозволяє визначити у які періоди й на які поверхні відбувається подача мастила.

У першій фазі витікання здійснюється, коли нижнє поршневе кільце перебуває вище мастильних отворів, приблизно з 310^0 п.к.в. до 40^0 п.к.в., а в другій фазі - коли поршень перебуває нижче лінії розташування мастильних отворів з 85^0 п.к.в. до 270^0 п.к.в. Даний процес повторюється на всіх обертах двигуна між двома нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, за рахунок постійного розвантаження акумулятора (X_m).

Разом з тим розподіл порції мастила як по однойменних фазах, так і по обертах характеризується значною нерівномірністю. Виміром витрати мастила на різних режимах роботи двигуна було встановлено, що в першій з розглянутих фаз здійснюється подача від 30% до 35% мастила, а в другий порядку 70%, тобто при русі поршня нижче мастильних отворів надходить в 2 рази більше мастила, чим під кільця. Слід припускати, що при висхідному ході

поршня ця частина порції підхоплюється кільцями й розподіляється переважно в районі отворів і верхній частині втулки.

Подача 30-35% мастила, що залишилися здійснюється наприкінці стиснення й припадає на район тронка, що визначає його розподіл по поверхні втулки яка перебуває нижче пояса мастильних отворів і становить 70% площі всього дзеркала.

Представлений для даної системи мастилоподачі розподіл витрати мастила по фазах залишається практично, незмінним на всіх режимах роботи двигуна, тому що визначається постійною тривалістю періоду між імпульсами тиску газів P_1 і P_2 (рис.3.4), а також постійною величиною їх співвідношення, що обумовлюється рівнем розташування пояса мастильних отворів.

Вихід мастила за зріз каналу концентрованими порціями при висхідному русі поршня навіть без явища "викиду", приводить до зустрічі її з бічною поверхнею головки поршня, температура якої перевищує 400°C , і утвору на ній доріжок нагару, рис.3.5.



Рис.3.5. Стан головки поршня:
до установки на двигун (а) і після розкриття (б)

Локалізація нагару на бічній поверхні поршня напроти каналів мащення супроводжується, як правило, наступним заповненням зазору між головкою й дзеркалом, що приводить до руйнування масляної плівки й підвище-

ному або інтенсивному зношуванню втулки у вертикальних напрямках, що проходять через точки мащення.

Крім того, при ході поршня вгору доріжки нагару, що здобувають форму клина, орієнтують плин мастила по їхніх бічних сторонах, що збільшує шлях і час руху мастила по гарячій поверхні поршня. При завищених дозуваннях це може приводити до повного закоксовування зазору над першим компресійним кільцем, а також значної інтенсифікації загального процесу нагароутворення й зношування в циліндрі.

Після проходження останнім поршневим кільцем мастильних отворів поступаючий валик мастила може заповнювати зазор між тронком і дзеркалом циліндра. Враховуючи значну довжину тронка й геометрію його поверхні ("зебру"), можна вважати, що одна частина цієї порції буде використовуватися по призначенню, а інша - стікати по дзеркалу циліндра в напрямку вікон. Це буде тривати до перекриття нижнім кільцем (при русі поршня вниз) мастильних отворів.

При цьому значна частина мастила, що стікає вниз, буде, безсумнівно, скидатися кільцями у вікна, підпоршневу порожнина й попадати в ресивер продувного повітря. Отже, вихід мастила в циліндр зосередженими порціями на перших обертах двигуна після нагнітального ходу плунжера лубрикатора приводить не тільки до його нераціонального використання, але й до погіршення стану деталей ЦПГ.

На останніх обертах циклу мастилоподачі кількість поданого у двигун циліндрового мастила буде мінімальним і, найімовірніше, недостатнім для забезпечення нормальних умов роботи пари тертя " кільце-втулка". У більшій мірі це буде проявлятися в нижній частині втулки, якщо враховувати також перерозподіл мастила по фазах.

Локалізація натирань на нижній частині дзеркала циліндра над вікнами й нижній частині тронка є ознаками, що вказують на недолік мастила на цих поверхнях. Імовірно, тому, останнім часом на двигунах RTA застосовують додатково другий ряд мащення.

Встановлену в результаті досліджень нерівномірність подачі по обертах можна пояснити в такий спосіб: в існуючій конструкції системи акумулююча порожнина підключена до нагнітального тракту паралельно й з'єднана зі штуцером за допомогою каналу, що має відносно великий прохідний перетин. Тобто, подача мастила з нагнітального тракту в штуцер і в акумулятор відбувається одночасно.

Оскільки нагнітальний хід плунжера починається в момент росту імпульсу протитиску P_2 , коли зворотний клапан закритий, а пружина мембрани акумулятора перебуває, практично, у вільному стані, то масло, надходячи в обмежений обсяг між зворотним клапаном і мембраною, буде заповнювати акумулюючу порожнину, (рис.3.6).

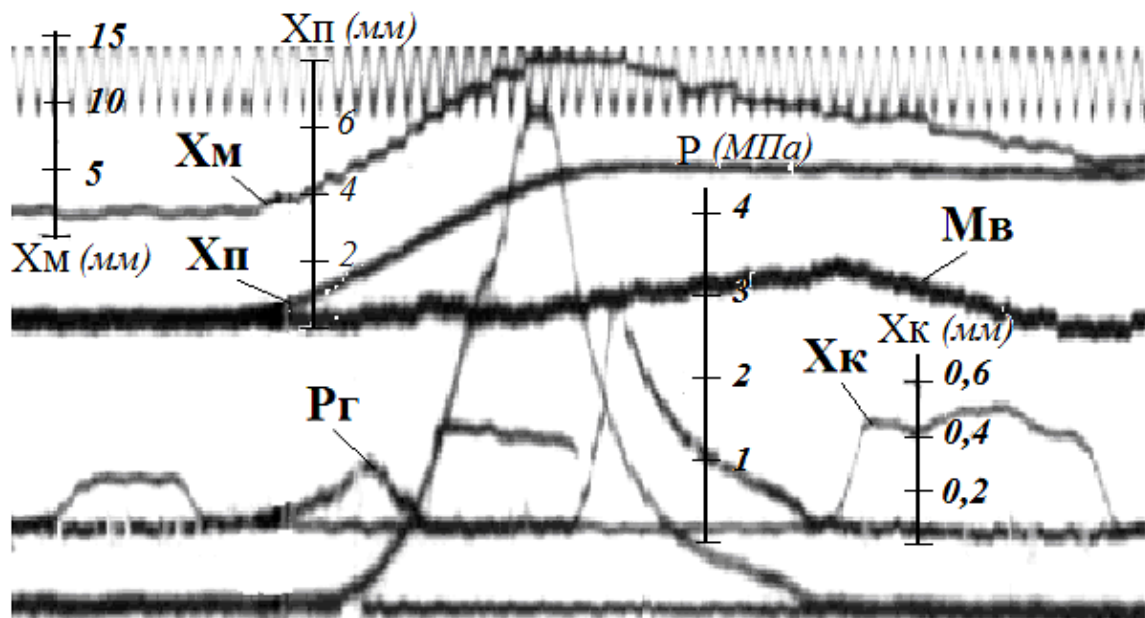


Рис.3.6. Період наповнення акумулятора (X_m)

При падінні тиску з боку циліндра приблизно до 0,25 МПа відкривається зворотний клапан (X_k) і починається витікання мастила зі штуцера. Однак, враховуючи малий "час-перетин" клапана й триваюче переміщення плунжера (X_p), можна припускати, що відбудеться поділ потоку мастила на дві складові. Одна частина порції буде надходити в акумулятор, а інша - на дзеркало циліндра.

Таким чином, при здійсненні плунжером нагнітального ходу спочатку відбувається акумулювання деякої кількості мастила під мембраною, а потім, при падінні тиску газів, одночасний вихід однієї частини порції мастила в акумулюючу порожнину, а іншої - у циліндр, минаючи акумулятор.

Вихід мастила зі штуцера (Мв) під дією нагнітального ходу плунжера лубрикатора обумовлює подачу його за зріз мастильного каналу концентрованою порцією (див. рис.3.3).

У результаті досліджень встановлено, що швидкість витікання мастила в циліндри двигунів РТА при розглянутій конструкції нагнітального тракту системи перевищує 1,0 м/с (рис.3.7). При цьому траєкторія польоту мастила за межі каналу, досягає 15-20 мм і більше.

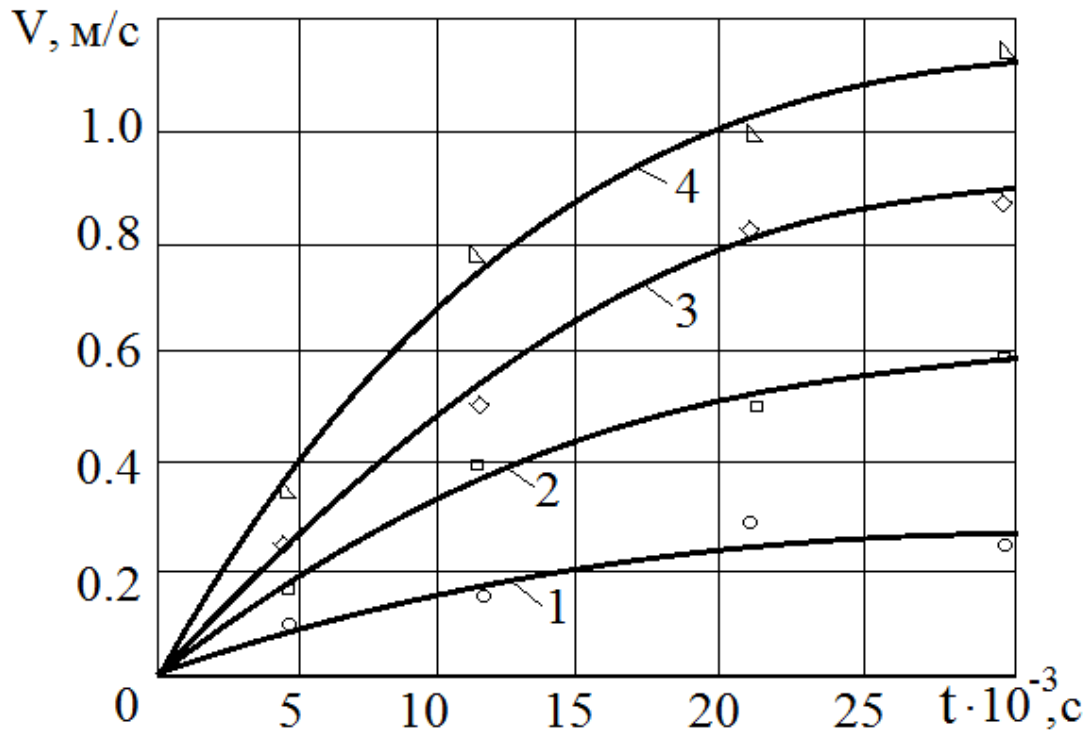


Рис.3.7. Швидкості витікання мастила на різних режимах роботи двигуна:

1 - $n=90 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $n=110 \text{ хв}^{-1}$; 3 - $n=134 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n=168 \text{ хв}^{-1}$;

При завершенні плунжером нагнітання, пружина мембрани буде максимально стиснута, що залежить від значення протитиску газів, й значна частина циклової порції мастила заповнить акумулятор.

Внаслідок досить великого прохідного перетину каналу, з'єднуючого акумулюючу порожнину зі штуцером, між мембраною й зворотним клапаном буде підтримуватися деякий тиск, що визначається зусиллям стиснення пружини акумулятора. На наступних обертах, при падінні тиску з боку циліндра до величини меншої, чим тиск мастила в штуцері (тобто за рахунок перепаду тиску), буде відбуватися відкриття зворотного клапана (X_k), витікання мастила в циліндр (M_v) і часткове розвантаження акумулюючої порожнини (X_m).

Слід зазначити, що найбільше переміщення мембрани акумулятора, а отже, і більша витрата мастила відбувається на перших трьох - чотирьох обертах циклу, що пояснюється максимальним зусиллям стиснення пружини в цей період часу й безперешкодним виходом мастила з акумулюючої порожнини у штуцер, з наступним виходом на дзеркало.

У міру ослаблення зусилля стиснення пружини (від оберту до оберту) величина переміщення мембрани зменшується. Відповідно буде зменшуватися й кількість мастила, що витісняється акумулятором (рис.3.8).

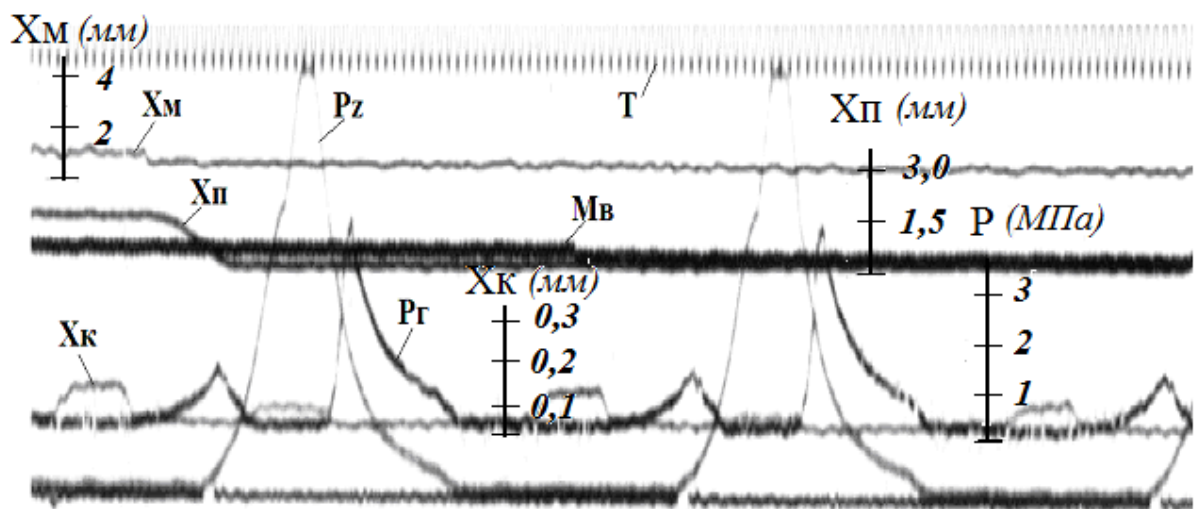


Рис.3.8. Останній період циклу мастилоподачі

У результаті на останніх обертах циклу мастилоподачі витрата мастила досягне мінімальних значень, а акумулююча порожнина виявиться розвантаженою. При здійсненні плунжером чергового нагнітального ходу процес заповнення й розвантаження акумулятора повториться.

На режимах зниження потужності відзначалося струминне витікання мастила (рис.4.9) за межі мастильного отвору із траєкторією, що досягає декількох десятків міліметрів, що й обумовлює його попадання на голівку поршня. Такий характер витікання є наслідком зменшення протитиску газів з боку циліндра і різкому розвантаженню акумулятора.

Підвищення потужності двигуна й відповідне цьому збільшення тиску

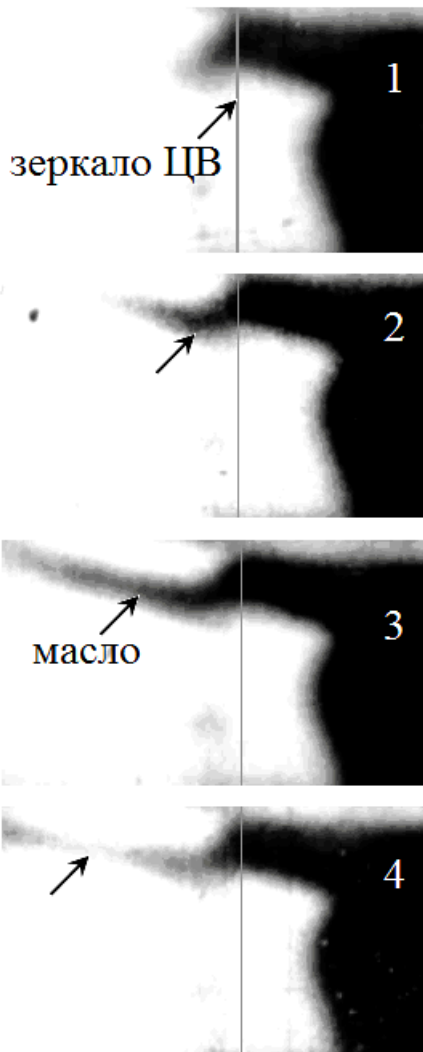


Рис.3.9. Кінокадри процесу витікання мастила

газів, що протидіють витіканню мастила в циліндр, супроводжувалося появою періодів поповнення акумулюючої порожнини, протягом яких спостерігалися перерви в подачі мастила.

Отже, при маневруванні судном (швартування, прохід узкостей і т.д.) умови мащення деталей ЦПГ двигунів РТА можуть погіршуватися.

Виконані експериментальні дослідження акумуляторної системи мащення дозволили встановити її основні недоліки, до яких відносяться:

- значна, що досягає 50%, нерівномірність витрати мастила по обертах протягом усього періоду мастилоподачі на постійному режимі роботи двигуна;

- струминне витікання мастила в порожнину циліндра на перехідному режимі зниження потужності двигуна;

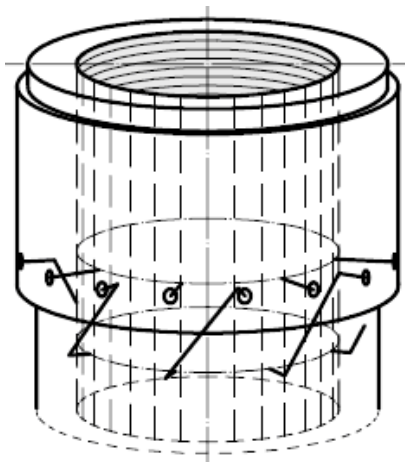
- перерви в подачі мастила на дзеркало циліндра при підвищенні потужності двигуна;

- незадовільний розподіл мастила по окружності циліндрової втулки, внаслідок подачі повз маслорозподільних канавок.

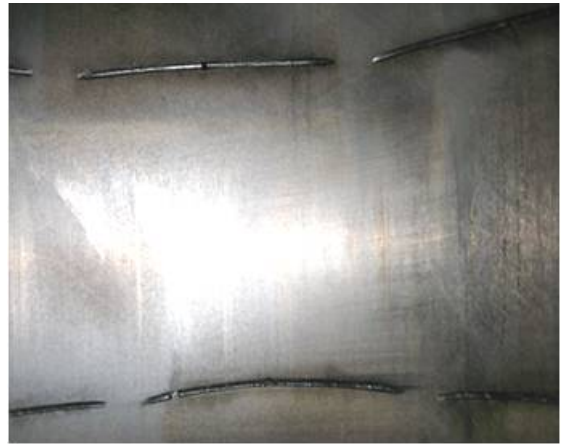
3.1.2. Дослідження процесу мастилоподачі дворядною лубрикаторною системою з акумулюванням тиску мастила

На другому етапі вдосконалювання – з'являється 2-х рядна система мащення, причому із зовнішньої сторони циліндра штуцери розташовані в один ряд, а із внутрішньої є два ряди каналів і канавок (рис.3.10).

Як видно з рис.3.10 а, подача мастила до нижнього ряду здійснюється по досить складному шляхові – каналу з образної форми з двома горизонтальними й однією вертикальною ділянками, такі канали застосовувалися раніше на двигунах фірми MAN і як показують дослідження [101] мають дуже істотні недоліки, що погіршують процес мастилоподачі.



а)



б)

Рис.3.10. 2-х рядне розташування мастильних каналів двигунів РТА:
а – характер підведення мастила до канавок; б – розташування каналів на дзеркалі ЦВ

При цьому підведення мастила здійснюється за допомогою штуцерів з довгим корпусом (рис.3.11).

По всій видимості перехід від короткого штуцера до довгого викликаний чисто конструктивним виконанням сорочки циліндра й опорного бурту ЦВ (рис.3.12), а не з міркувань поліпшення роботи системи мащення. Назвемо її дворядною лубрикаторною системою з акумулюванням тиску мастила.

Із двох рядів підведення мастила верхній має незначні відмінності від описаного в попередньому розділі і як показали дослідження характеристики їх процесу мастилоподачі подібні, тому немає необхідності на них зупиняти-

ся. Що ж стосується нижнього ряду, то по своїй конфігурації він дуже відрізняється від застосовуваних раніше на двигунах «Зульцер», із за того що канал у стінці втулки має Z – образну форму.

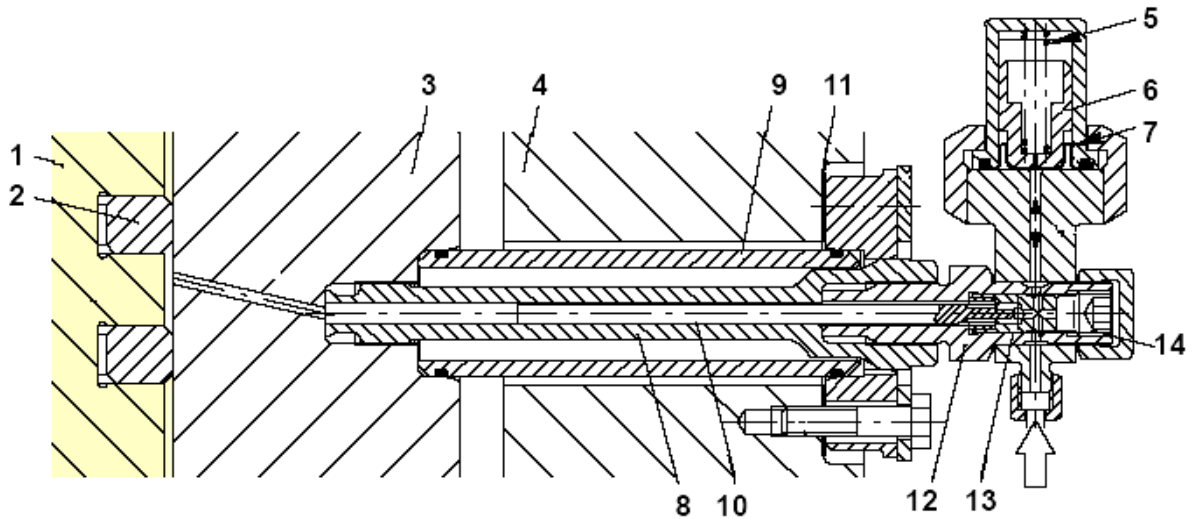


Рис.3.11. Складові 2-х рядної лубрикаторної системи двигунів RTA:
1-поршень двигуна; 2-поршневе кільце; 3-циліндрова втулка; 4-сорочка; 5-пружина;
6-поршень акумулятора; 7- мембрана; 8-корпус штуцера (довгий); 9-труба; 10-канал
штуцера; 11-прокладка; 12- корпус штуцера (короткий); 13- клапан; 14-заглушка.

Ці канали мають значну довжину, внаслідок чого в розглянутих дизелів між дзеркалом циліндра й зворотним клапаном знаходиться частина мастилопроводу, довжина якої перевищує 500 мм.

На цій ділянці є неоднорідності у вигляді місцевих звужень і розширень, камер, нахилів, поворотів каналу під кутом до 90 градусів, кільцевої щілини, вертикальної ділянки й ін.

Незважаючи на гідравлічну складність цієї частини нагнітального тракту, значну довжину й невідомість процесів, що відбуваються в ній, у всіх попередніх дослідженнях періоди відкриття зворотного клапана ототожнені з виходом мастила з отворів на дзеркало.

На підставі періодів і частоти відкриття зворотного клапана зроблений висновок, що за цикл мастилоподачі (тобто за проміжок між двома робочими ходами плунжера лубрикатора), подача мастила в циліндр відбувається всього на двох обертах.

При цьому, одні дослідження [40,44] стверджують, що вихід мастила на дзеркало відбувається між 110 і 290 град. п.к.в., тобто коли поршень перебуває в районі НМТ, а інші вважають, що мастило надходить у циліндр при ході поршня в низ в той період, коли компресійні кільця перетинають пояс розташування мастильних отворів [47,50].

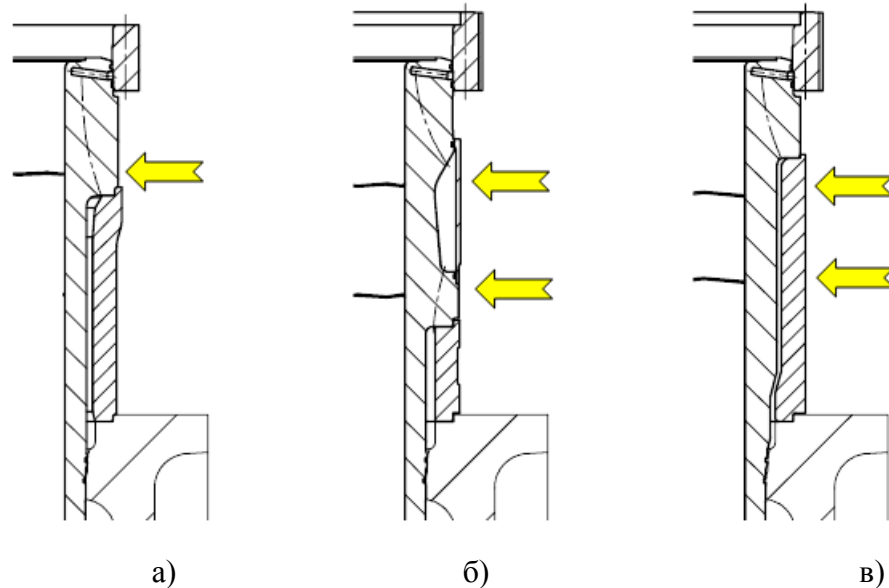


Рис.3.12. Різні варіанти конструктивного виконання ЦВ:
а) довгий борт; б) короткий борт варіант «А»; в) короткий борт варіант «В»;
(стрілками зазначені місця установки штуцерів).

Суперечливість і помилковість зазначених тверджень обумовлені, насамперед загальною спробою при аналізі всіх виконаних експериментів визначити вихід мастила в циліндр на підставі переміщення клапана, без дослідження процесів, що визначають механізм формування й динаміку витікання мастила з отвору на дзеркалі втулки.

У результаті експериментальних досліджень нами встановлене, що ці процеси виникають при роботі двигуна, саме на частині нагнітального тракту, що не враховувався раніше, а саме на ділянці між зворотним клапаном і дзеркалом циліндра.

Зазначені дослідження проведені в умовах, що відповідають роботі системи на двигуні із частотою обертання колінчатого вала 75-185 хв⁻¹. Величина імпульсу тиску на стискання задавалася в межах 0,8-1,6 МПа, а на розширенні – 1,8-3,1 МПа. Хід плунжера лубрикатора змінювався від 4 до 9 мм.

Вплив температури мастила в лубрикаторі вивчався для діапазону 25-40⁰С, а в штуцері – 70-150⁰С.

У двигунів RТА розглянута ділянка каналу у зв'язку з особою його складністю в значно більшому ступені, ніж в інших двигунів, наповнена газами. При відомій зміні тиску в зрізу мастильного отвору й виникаючому при цьому поперемінному стисканні й розширенні газів у каналі, у ньому формується зворотно-поступальне переміщення мастила, що супроводжується інтенсивним перемішуванням його з газами.

Газо-мастильна суміш, при падінні тиску біля мастильних отворів зсередини циліндра, рухається по каналу до дзеркала, одержуючи при цьому прискорення за рахунок енергії газових пухирців і подушок, що розширюються у каналі.

Перед зрізом каналу на дзеркалі швидкість досягає досить великих значень, при яких масло продовжує рух по осі вихідного каналу навіть за його межами (рис.3.13). Таким чином, відбувається своєрідний «викид», тобто метання мастила з каналу газами, що розширюються в ньому. Спеціальними вимірами встановлене, що шляхом «викиду» за межі каналу надходить до 80% мастила. При цьому, величина його змінюється залежно від значень експлуатаційних показників роботи двигуна.

У кожному проміжку між робочими ходами плунжера лубрикатора «викид» мастила відбувається кілька разів. При цьому зміна його форми має помітне чергування.

«Викид» може бути струминним, як на кінокадрах рис.3.13. Ця форма характерна переважно для першої частини циклу мастилоподачі. Потім «викид» являє собою в основному групу крапель або одиничні відносно великі краплі й, нарешті – пучок досить розпиленої газо-мастильної суміші.

Корінь струменя, який не відривається від дзеркала, формує своєрідне сповзання мастила під отвір і вертикальне стікання його по дзеркалу. На декількох обертах вихід мастила з отвору може взагалі бути відсутнім.

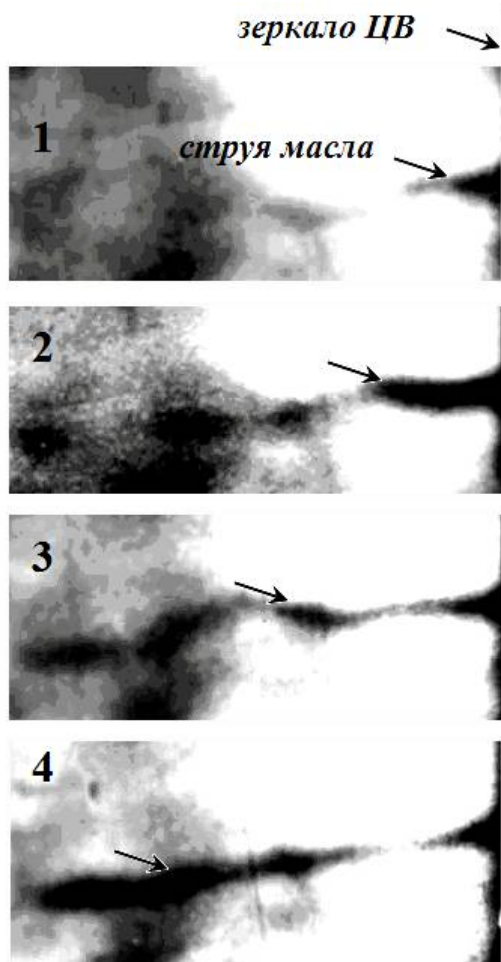


Рис.3.13. Кінокадри процесу
«викиду» мастила

Необхідно відмітити, що описані явища (незважаючи на послідовну роботу секцій лубрикатора) відбувається у всіх мастильних каналах одночасно, що обумовлене загальним для всіх каналів часом наростання й падіння імпульсів тиску газів зсередини циліндра.

Різні періоди поповнення каналу маслом, відповідні до черговості робочих ходів плунжерів лубрикаторів, обумовлюють лише різницю в чергуванні форм «викиду» або умовну черговість пропуску виходу мастила з отвору.

Описане вище чергування форм «викиду», проміжки між ними й перерви у витіканні мастила з отворів свідчать про значне спустошення каналу після «викиду».

У результаті досліджень установлене, що після «викиду» у зв'язку зі значним спустошенням каналу в період наростання тиску в мастильного отвору й відповідного цьому руху мастила по каналу від дзеркала вглиб каналу до зворотного клапана, відбувається істотне оголення стрижня, розміщеного в каналі штуцера.

У ці періоди стрижень досить швидко прогрівається газами, які входять із циліндра в канал і стає акумулятором тепла, що прискорює розкладання мастила в каналі (яке відбувається, насамперед, на поверхні самого стрижня).

На рис.3.14 наведений приклад осцилограми процесу мастилоподачі із записом моменту витікання мастила за межі каналу. З неї випливає, що момент появи мастила на зрізі отвору не має прямого зв'язку з нагнітальним ходом плунжера лубрикатора й відкриттям зворотного клапана.

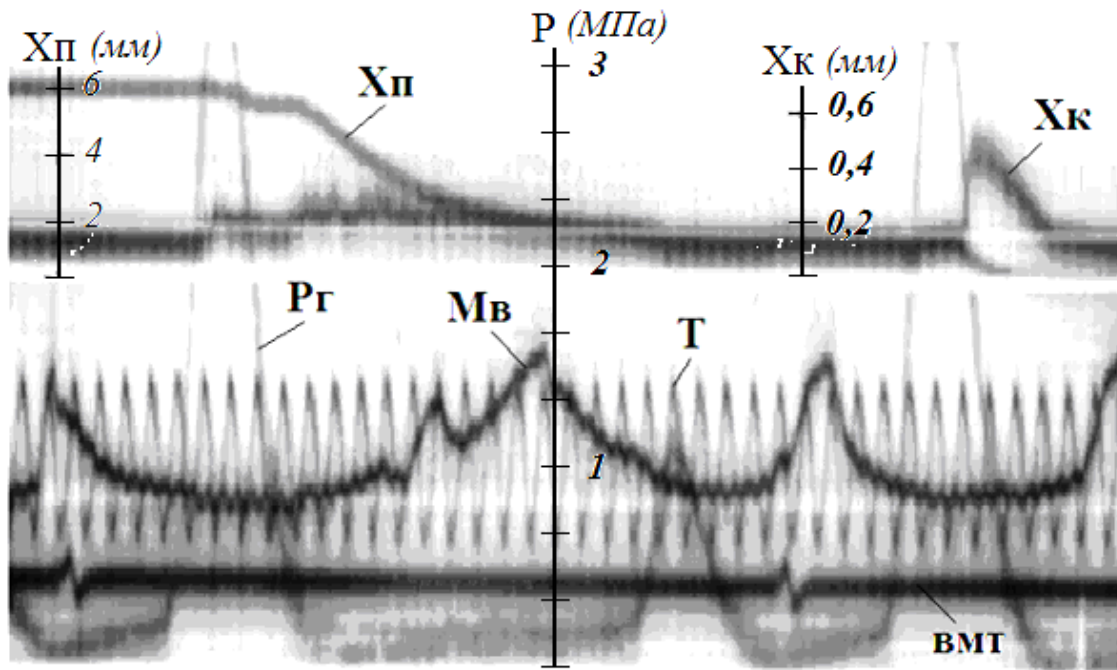


Рис.3.14. Осцилограма циклу мастилоподачі

Витікання мастила (лінія Мв) у циліндр двигуна відбувається як при нерухливому плунжері (лінія Хп), так і при закритому клапані (лінія Хк). Це є ще одним доказом того, що процесом витікання мастила в циліндр управляє не лубрикатор, а сукупність умов взаємодії газів з маслом, що знаходиться у заклапанній частині тракту системи.

Більше того, існують періоди, коли нагнітальний хід плунжера й відкриття клапана не приводять до витікання мастила з каналу (рис.3.15). Масло, що подається в ці періоди йде на поповнення спустошеного каналу й поява його на зрізі відбувається лише через якийсь час, тривалість якого залежить від величини попередніх «викидів» і ступені спустошеності каналу.

З явищем «викиду» зв'язані основні прямі втрати дефіцитного циліндрового мастила. Накладення руху поршня на осцилограму дозволяє визначити на які поверхні й у які періоди відбувається дійсне витікання мастила.

Установлено, що «викид» відбувається як після імпульсу P_1 , так і після імпульсу P_2 . У першому випадку він припадає на тронк, коли нижнє компресійне кільце перебуває вище лінії розташування мастильних отворів, приблизно в 20-25⁰ п.к.в.

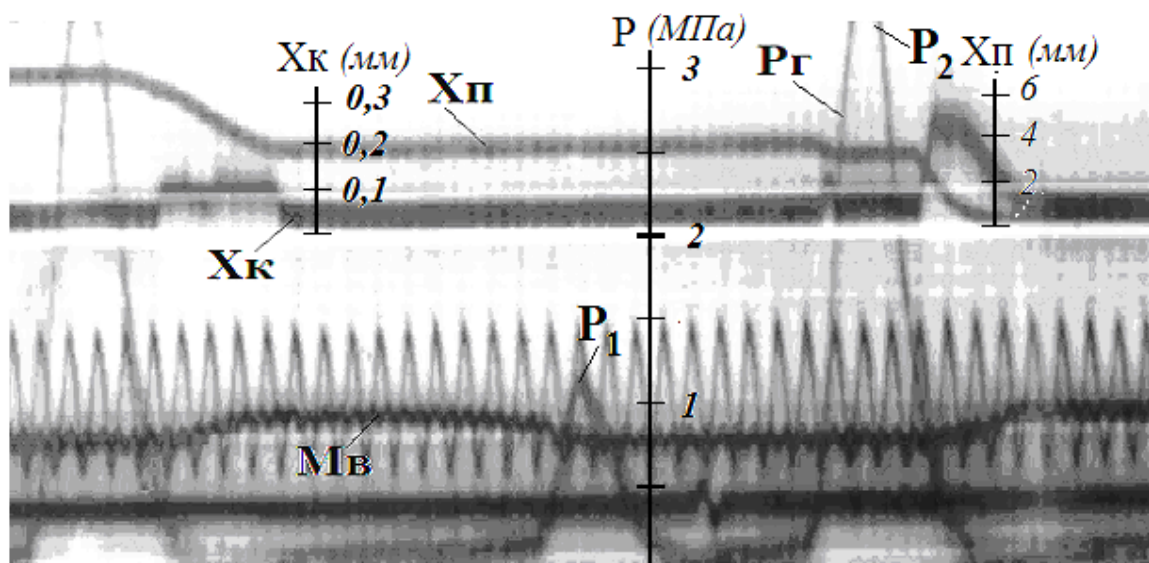


Рис.3.15. Осцилограма мастилоподачі після спустошення каналу в результаті «викиду»

Кінець періоду цього «викиду» може припадати на останнє кільце при русі поршня до НМТ. Таким чином, «викид» у розглянутій фазі є по суті газовим виштовхуванням мастила в зазор між втулкою й тронком.



Рис.3.16. Сліди натирань на дзеркалі ЦВ які проходять через точки підведення мастила (1,2,3) нижнього мастильного пояса (точки 4,5 підведення мастила верхнього пояса).

Маючи на увазі участь поверхні тронка в розподілі мастила по дзеркалу, можна вважати, що розглянута фаза «викиду» несе із собою певну кількість мастила, яка використовується по призначенню. Однак частина мастила

цієї фази, безсумнівно, потрапить у вікна, підпоршневий простір, ресивер продувного повітря й може бути однієї із причин, що призводять до виникнення там пожежі.

Інша, основна й сама марнотратна фаза «викиду», відбувається після другого, більшого імпульсу P_2 , при русі поршня до н.м.т., вона й приводить до утворення нагару на головці поршня, результати тертя якого по дзеркалу залишають добре помітні сліди, рис.3.16.

На підставі обробки результатів швидкісної кінозйомки процесу «викиду» (один із фрагментів якого наведений на рис.3.13) графічним диференціюванням визначені швидкості польоту мастила за межі мастильних отворів, рис.3.17.

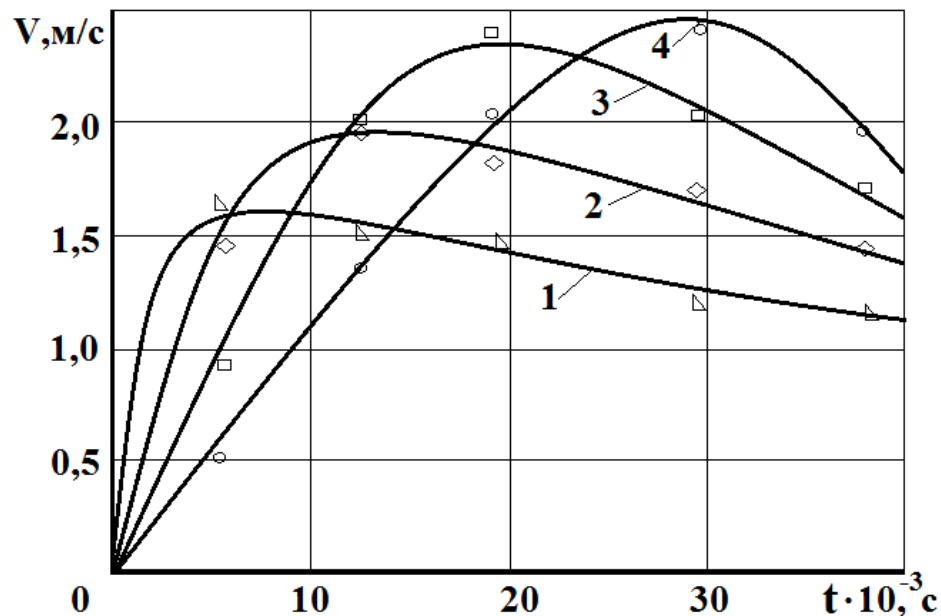


Рис.3.17. Швидкості витікання мастила на різних режимах роботи двигуна:

1 - $n=104$ хв-1; 2 - $n=120$ хв-1; 3 - $n=138$ хв-1; 4 - $n=175$ хв-1;

Як видно з малюнка, ці швидкості досягають 2,5 м/с. Залежно від фаз і форм «викиду» траєкторії польоту мастила в циліндрі можуть досягати декількох десятків сантиметрів.

Причому малі порції мастила (окремі краплі і їх пучки) «викидаються» з каналів з меншою швидкістю й віддаляються від зрізу мастильних отворів на меншу відстань. Для струминної форми «викиду» характерна швидкість до 2-2,5 м/с і найбільша далекобійність.

Отже, основна кількість мастила (за винятком кореня струменя), що надходить у циліндр після другого імпульсу, відривається від дзеркала, попадає безпосередньо на днище головки поршня, де надалі згоряє.

Корінь струменя «викиду», що відбувається після імпульсу P_2 , і та незрівнянно мала кількість, яка в цій фазі виходить з мастильного отвору без відриву від дзеркала, підхоплюється першим компресійним кільцем на стисканні.

Це масло проникає по зазорах углиб пояса розташування компресійних кілець під дією перепаду тиску над і під кільцями, розподіляється ними по дзеркалу й становить ту частину подачі в другій фазі, яка використовується на мащення циліндра.

3.2. Дослідження процесу мастилоподачі в циліндри довгоходових двигунів безакумуляторною електронною системою мащення

3.2.1. Дослідження процесу мастилоподачі дворядною системою "Puls" без акумулювання тиску мастила

Третій етап - початок застосування електронних модулів "Puls" (рис.3.18) замість традиційних лубрикаторів.

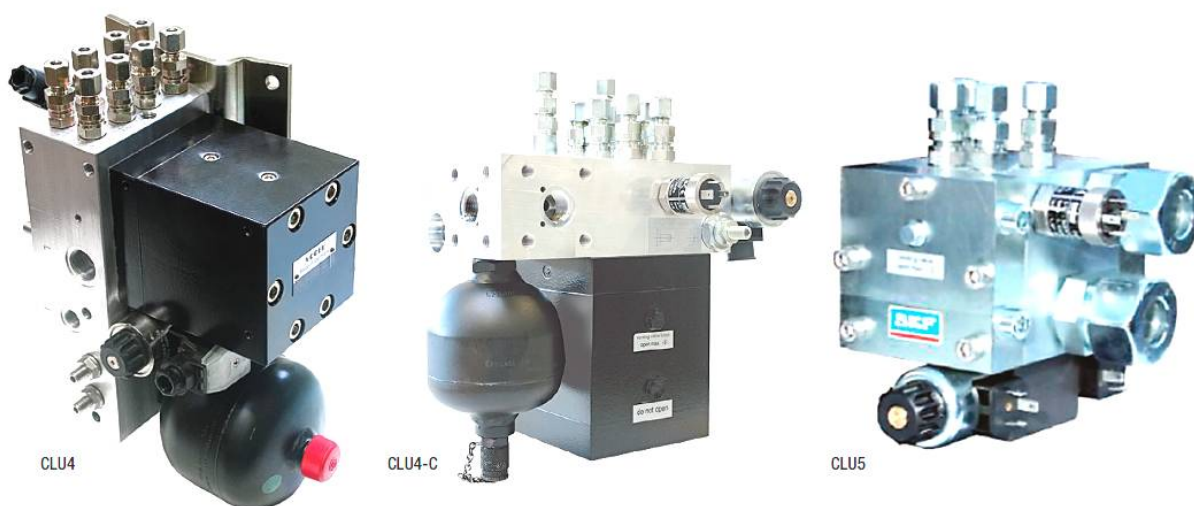


Рис.3.18. Модифікації електронних модулів "Puls"

"Puls" лубрикатори (рис.3.19) установлюються на кожний циліндр. Сервомотор за допомогою поршня 3 надає руху плунжерам 4 подачі мастила до штуцерів. Моменти подачі й кількість мастила, що нагнітається, визначаються мікропроцесором, що подає керуючі сигнали на соленоїдний клапан 2 лубрикатора.

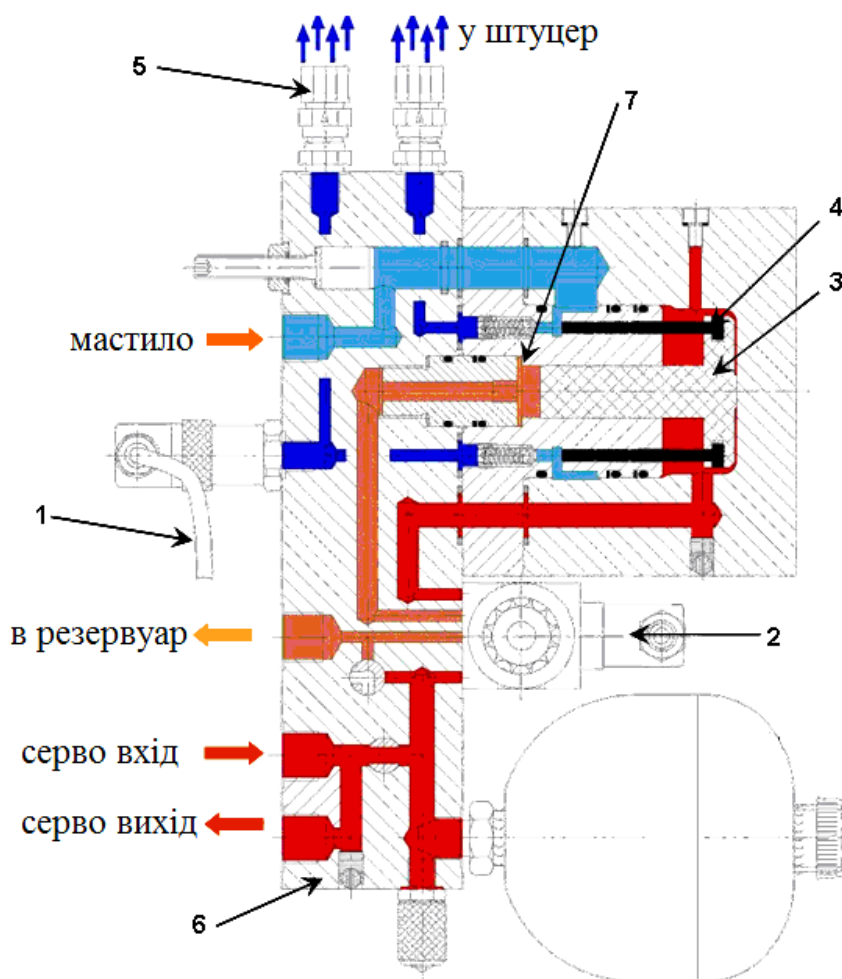


Рис. 3.19. Схема мастильного модуля "Puls"

1 - електронний контролер; 2 - соленоїдний клапан; 3 - центральний поршень;
4 - плунжер; 5 - запірний клапан; 6 - опорна плита; 7 - регулювальний гвинт.

Мастилоподача здійснюється з певною періодичністю по обертах вала двигуна в кількості заданої величини питомої витрати мастила. Спочатку цього етапу модулі "Puls" забезпечували підведення мастила через обидва пояса штуцерів нової конструкції, рис.3.20, при цьому акумулятори були виключені із системи, що пояснюється прагненням підвищити тиск у нагніта-

льному мастилопроводі. Видалення акумуляторів із системи є негативним чинником, оскільки вони виконують дуже важливу роль у збільшенні рівномірності подачі мастила по обертах, що доведено безліччю досліджень [20,71,83,91].

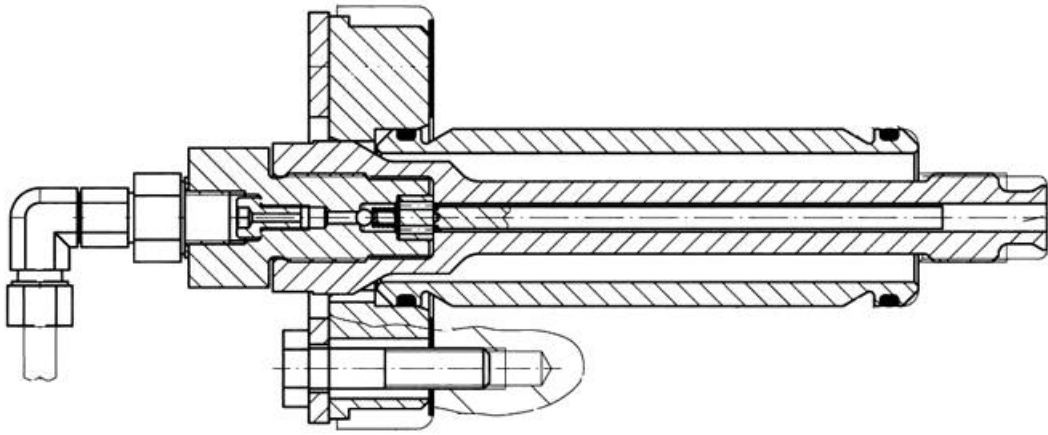


Рис. 3.20. Штуцер без акумулятора системи "Puls"

Надалі верхній пояс штуцерів був відключений і підведення мастила забезпечувалося тільки до нижнього пояса (рис.3.21). Як видно з малюнка верхні штуцери заглушені, це так само можна спостерігати й в експлуатації (див. фотографію, рис.3.21).

Як і в попередній системі мащення, зворотний клапан перебуває на значнім віддаленні від дзеркала ЦВ, а вихід мастила до поверхонь тертя здійснюється по похилому каналу в стінці втулки, аналогічно наведеному на рис.3.11. Назвемо її дворядною системою "Puls" без акумулювання тиску мастила.

Система електронного керування має насосну станцію, що включає фільтр і охолоджувач мастила, а також робочий насос, який включається автоматично при пуску двигуна й резервний насос. Ці насоси підтримують тиск 4,5 МПа на вході в лубрикатор.

Відмінною рисою системи мащення циліндрів розглянутих двигунів, є синхронізація подачі мастила плунжером з положенням поршня в циліндрі [18,20,146,152]. Умови використання мастила й роботи пари тертя поршневе кільце - втулка, за інших рівних умов, у всіх циліндрах цих дизелів, на відмі-

ну від двигунів з не синхронізованим приводом лубрикаторів, повинні бути однакові.

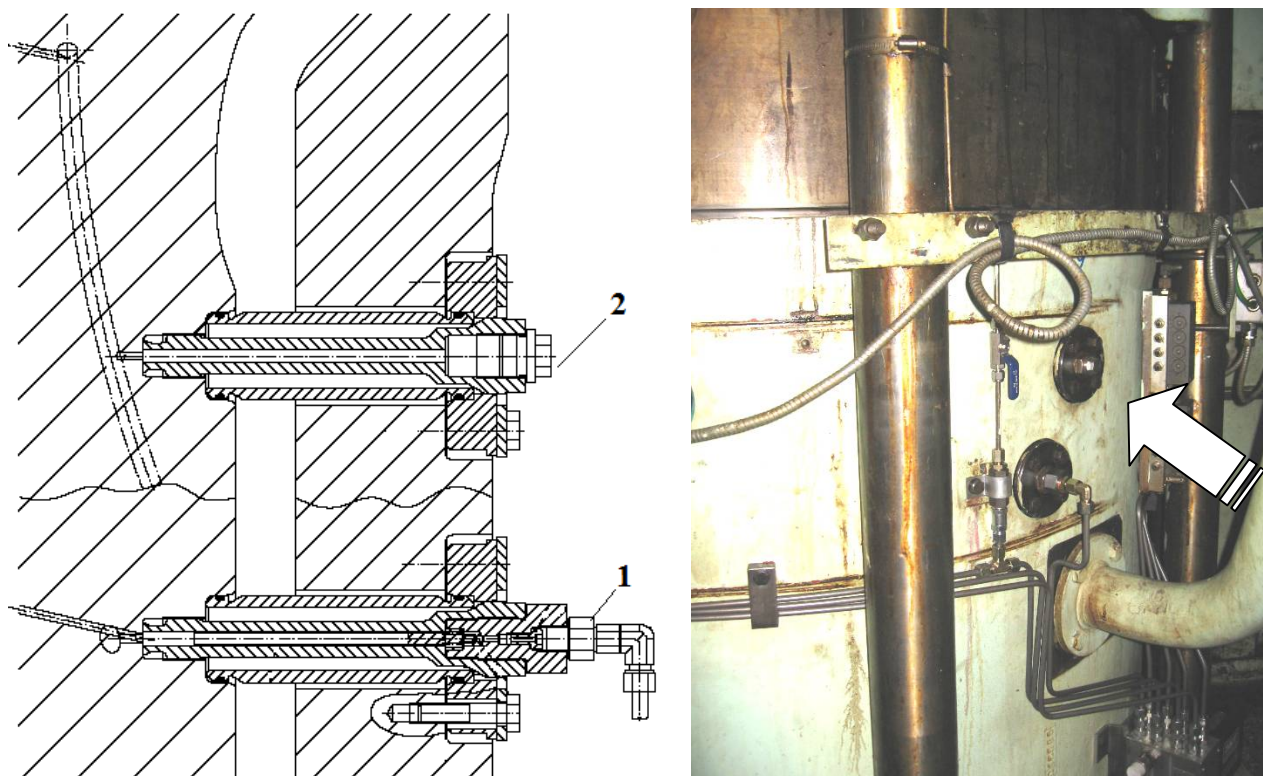


Рис. 3.21. Нижній робочий (1) і верхній заглушений (2) штуцери системи "Puls"

Однак, великі коливання довжин нагнітальних трубопроводів від 1-го до 3-х метрів при рівних ходах плунжерів, не забезпечують однакових умов мастила кожним штуцером, що за певних умов (неправильний вибір сорту мастила, його дозування, перевантаження двигуна й ін.) може послужити причиною порушення нормальної роботи ЦПГ.

Результати розкриттів циліндрів показують, що сліди зустрічі мастила з бічною поверхнею головки поршня на виключені, що може бути пояснене відсутністю досліджень впливу запропонованої геометрії каналу на процес витікання мастила в циліндр.

В основу нової системи покладений принцип упорскування певного обсягу мастила в циліндр, шляхом керування рухом плунжера (поршня мастильного модуля). За твердженням розроблювачів системи, точний вибір часу упорскування, забезпечує вихід усього циліндрового мастила, що нагнітається плунжером, безпосередньо на поршневі кільця.

Осцилографування процесів, що протікають у системі спростовує це твердження, оскільки рух плунжера й пов'язане із цим відкриття клапана штуцера не означає вихід мастила до кілець, тому що за клапаном є ділянка каналу, яку масло ще повинне пройти, перш ніж воно з'явиться в зоні мащення пари тертя.

На відміну від механічного приводу лубрикатора, гідравлічний привід (за допомогою гідравлічної станції, рис.3.22) розглянутої системи забезпечує плавне переміщення плунжера мастильного модуля «Пульс», протягом деякого короткого часу, на завершальному циклі мастилоподачі, плунжер робить хід усмоктування.

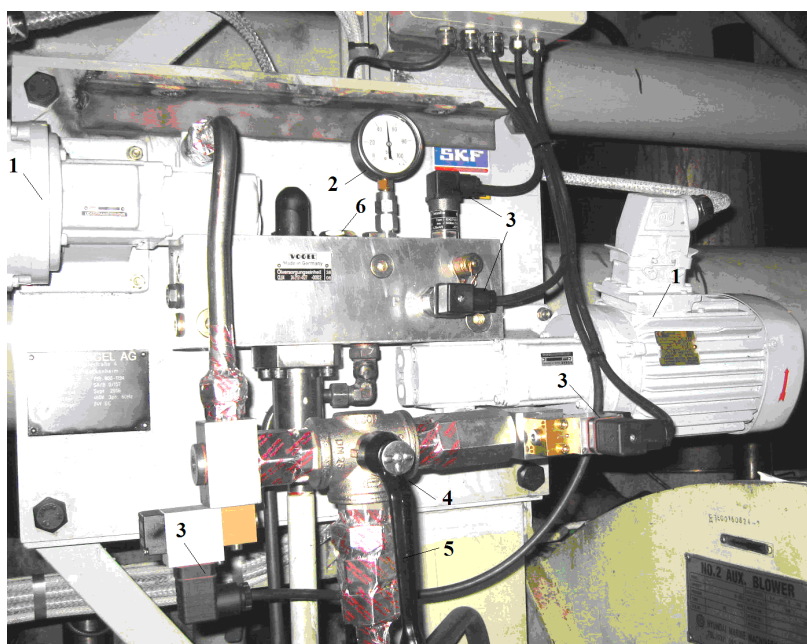


Рис. 3.22. Гідравлічна станція системи "Puls"
1-насос; 2-манометр; 3-датчики тиску; 4- 3-х ходовий клапан; 5- безповоротний клапан; 6- запобіжний клапан.

стіше у два ряди, де тиск імпульсів газу в область мастильних каналів дорівнює 1,5–3,2 МПа. У дійсності, на нових двигунах мають місце завищені дозування циліндрового мастила, судновласники найчастіше дають суперечливі рекомендації з норм витрати мастила.

Розкриття циліндрів показують наявні натирання на поверхні дзеркала втулки, рис.3.23, напроти мастильних отворів, що вказують на зустріч масти-

Застосування комп'ютера в електричній схемі лубрикатора створює передумови для регулювання порцій мастила залежно від процентного вмісту сірки в паливі, і лужного числа циліндрового мастила.

У розглянутих двигунах, мастилопідводящі канали виконуються у верхній частині циліндрової втулки, найча-

ла з гарячими поверхнями поршня і як наслідок цього, появу доріжок нагару на головці поршня, що приводять до заповнення зазору між поршнем і втулкою й виникненню абразивного зношування.

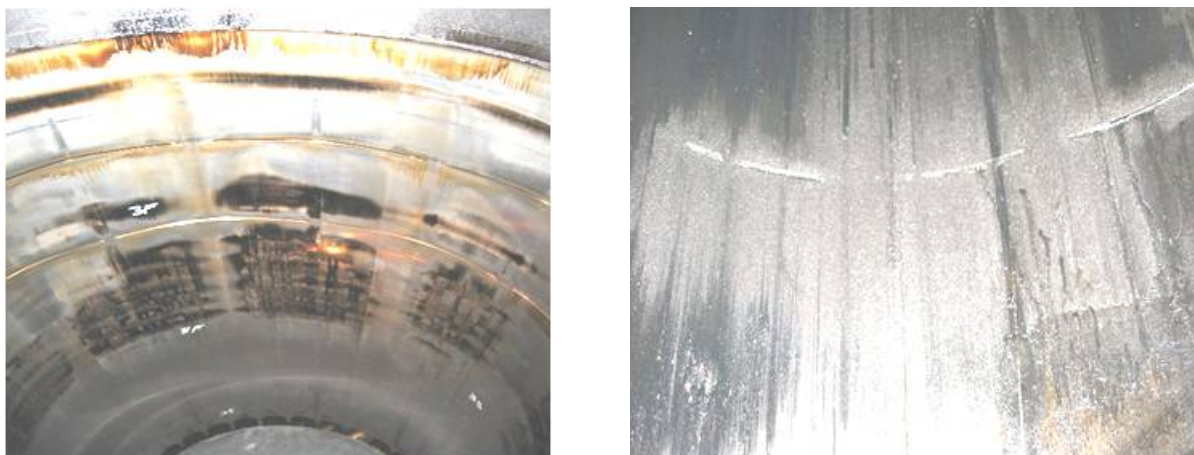


Рис. 3.23. Натирання на дзеркалі ЦВ (а) і закоксовування канавок (б)

Автоматичне дозування циліндрового мастила й ефективність мащення стають дійсно постійно контрольованими параметрами, що залежать від складу відпрацьованого циліндрового мастила по кожному циліндру. Після обробки сигналів комп'ютером, передаються команди до кожного лубрикатора системи.

Проте аналіз стану деталей ЦПГ при розкритті циліндрів указує на недостатню ефективність існуючих електронних систем мащення, що зажадало проведення спостережень за їхньою роботою в експлуатаційних умовах на різних режимах роботи ДВЗ.

Як показали результати розкриттів циліндрів, повністю виключити зустріч мастила з головкою й днищем поршня фірмі не вдалося. Як і на двигунах обладнаних лубрикаторною системою є доріжки нагару на бічній поверхні поршня напроти точок підведення мастила.

Це вказує на вихід мастила концентрованими порціями, які торкаються бічної поверхні головки поршня над першим компресійним кільцем і погіршують розподіл його по окружності циліндра.

Підтвердженням цьому є й те, що на цих двигунах фірмою встановлюється у верхній частині втулки спеціальне кільце (рис.3.24) призначене для зняття нагару, що утворюється на головці поршня [131,151].

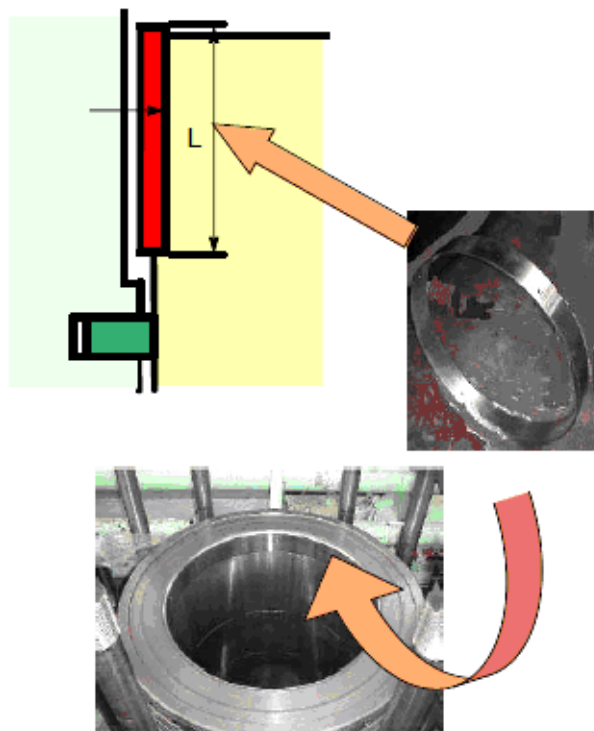


Рис. 3.24. «Протипіловочне» кільце двигунів RTA

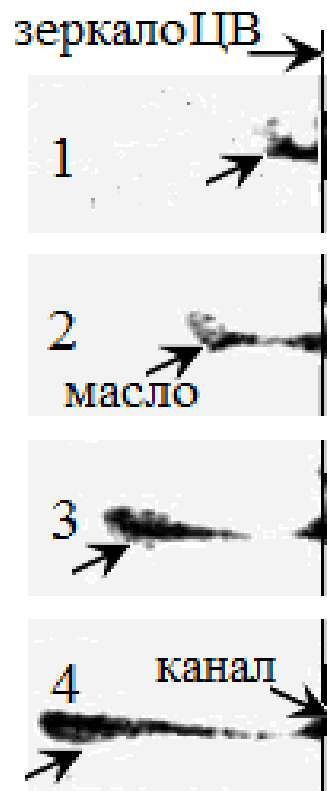


Рис.3.25. Кінокадри мастилоподачі через верхній пояс каналів

Нагар, який знімається в такий спосіб, безсумнівно попадає на поверхні тертя, що у свою чергу збільшує їхнє зношування. Отже, застосування нової системи мастилоподачі не вичерпало всі можливості поліпшення розподілу й ефективності використання мастила в циліндрі, що вказує на необхідність більш детального вивчення процесу мастилоподачі, з метою підвищення ефективності функціонування системи.

Нами були проведені випробування подачі мастила через обидва пояса каналів у стінці циліндрової втулки.

Дослідження верхнього пояса системи мастилоподачі, у якій акумулятор тиску мастила не встановлюється показали, що подача мастила цією конструкцією супроводжується значним його “викидом”, величина якого досягає 50% від усієї подачі.

За період між робочими ходами плунжера лубрикатора, своєрідна передкамера між клапаном штуцера й дзеркалом циліндра випорожнюється настілки (у результаті “викиду”), що для її заповнення до рівня, що забезпечує витікання, потрібно не один, а декілька нагнітальних ходів плунжера лубрикатора.

“Викид” (рис.3.25) як правило, відбувається протягом 2-3 обертів колінчатого вала, між робочими ходами плунжера лубрикатора. Швидкість витікання мастила в циліндр досягає 2 м/с.

Отже, використання складного каналу в комбінації зі штуцером зображеному на рис.3.20, у якого клапан розміщений на значнім видаленні від дзеркала й без акумулятора не поліпшує процес мастилоподачі, а навпаки погіршує його.

Вихід мастила в циліндр (як показує осцилографування, рис.3.26) здійснюється в основному в діапазоні з 85 до 310 град.п.к.в.. При цьому 25-30% мастила надходить у циліндр, коли поршень перебуває вище мастильних отворів і до 70% - при положенні поршня нижче отворів підведення мастила.

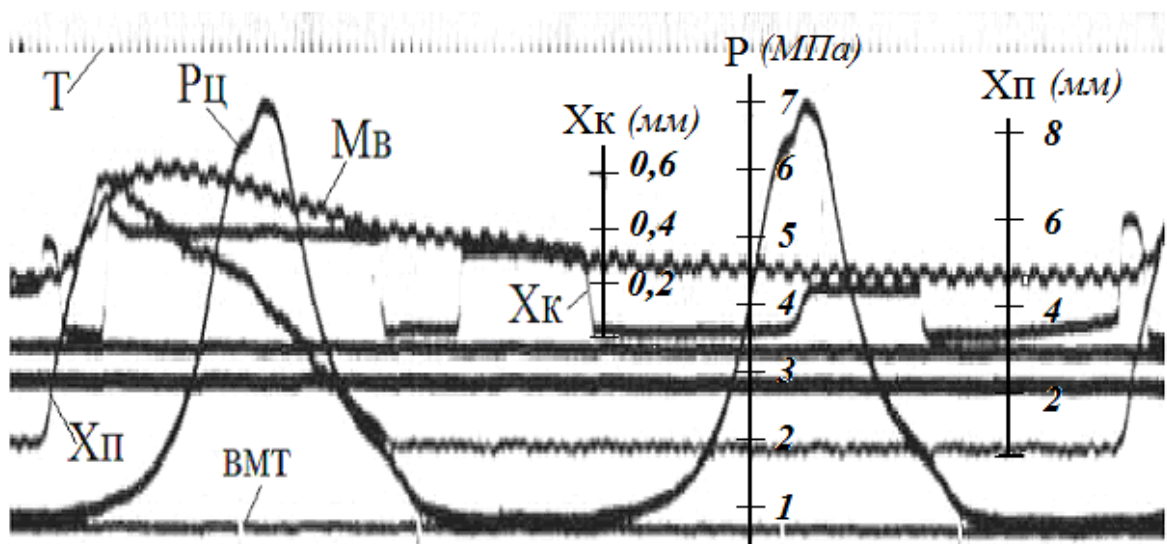


Рис.3.26. Осцилограма процесу мастилоподачі через верхній пояс каналів

Локалізація натирань на нижній частині циліндрової втулки над її вікнами є ознакою, що вказує на недолік мастила в цій частині втулки при такому кількісному його перерозподілі.

Результати випробувань подачі мастила через верхній пояс показали, що значна його частина (більш 50%), через наявність «викиду», використовується не по призначенню, а більше того, сприяє збільшенню нагарів у циліндрі й збільшенню зносу деталей ЦПГ. Звідси стає зрозумілим прагнення фірми «Вяртсиля-Зульцер» до відключення цього пояса.

Спостереження за витіканням мастила через нижній пояс каналів показали, що воно надходить у циліндри на перших 2-3 обертах кожного циклу мастилоподачі. На, 2-4 обертах, що залишилися до наступного робочого ходу плунжера лубрикатора, вихід мастила в циліндр відсутній.

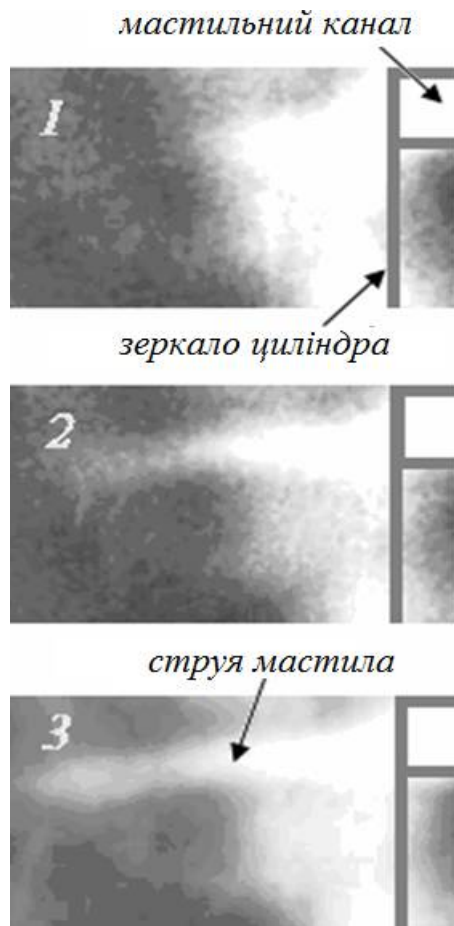


Рис. 3.27. Кінокадри «викиду» мастила

Канал за клапаном заповнений частково, що приводить до зворотно-поступального руху газів над поверхнею мастила в каналі, до деформації цієї поверхні, і в остаточному підсумку до формування «викиду» (рис.3.27).

Величина «викиду» досягає всього лише 10-15%, що обумовлене раціональною геометрією каналу у втулці. У результаті досліджень установлене, що швидкість витікання мастила, при розглянутій конструкції нагнітального тракту системи, змінюється в межах від 0,5 до 1,0 м/с (рис.3.28). При цьому траєкторія польоту мастила за межі каналу, досягає 15-20 мм і більше.

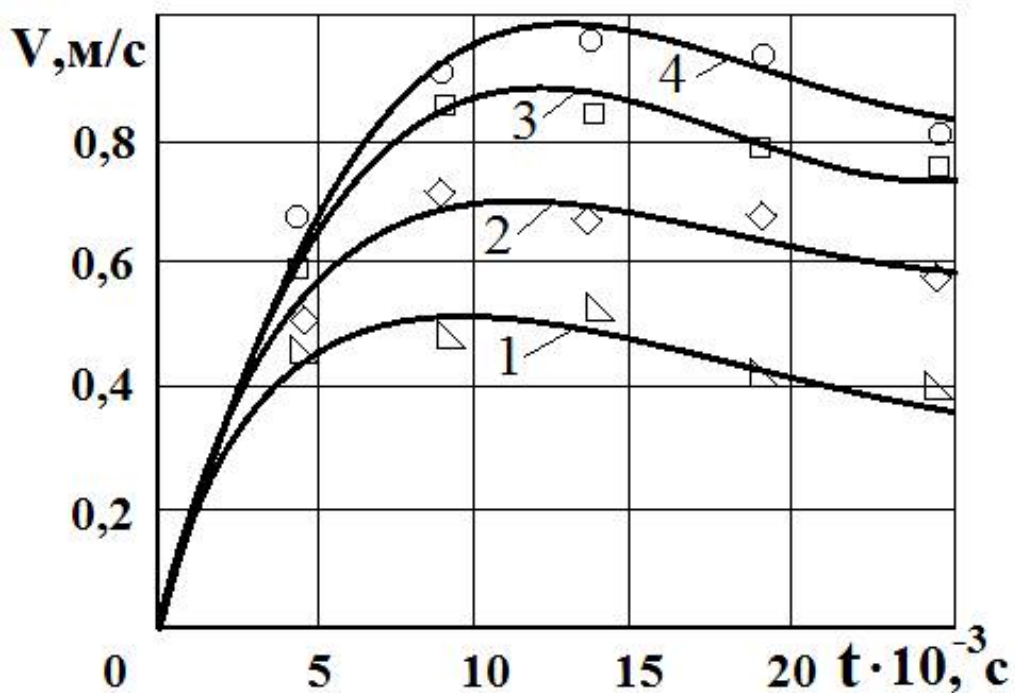


Рис.3.28. Швидкості витікання мастила через нижній пояс каналів

Обробка осцилограм (рис.3.29, 3.30), що включають запис дійсного моменту виходу мастила в циліндр (лінія Мв), показала, що витікання за межі зрізу каналу відбувається у два періоди.

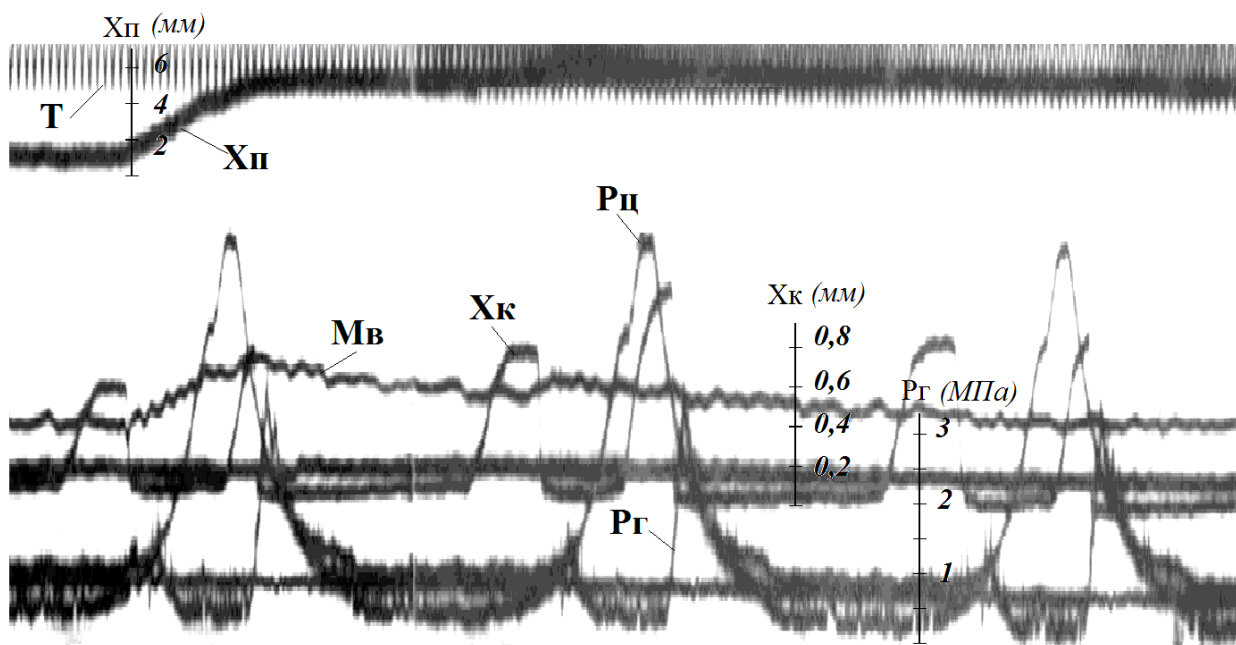


Рис.3.29. Осцилограма мастилоподачі через нижній пояс каналів (початок циклу)

Перший з них лежить у проміжку між 320^0 і 45^0 п.к.в., а другий - між 70^0 і 290^0 п.к.в.. При цьому, у першому періоді подача мастила становить 15-20% і здійснюється в основному під кільця, а в другому, з урахуванням величини “викиду” (10-15%), кількість мастила досягає 85-90%. Ця порція надходить циліндр при русі поршневих кілець нижче отворів.

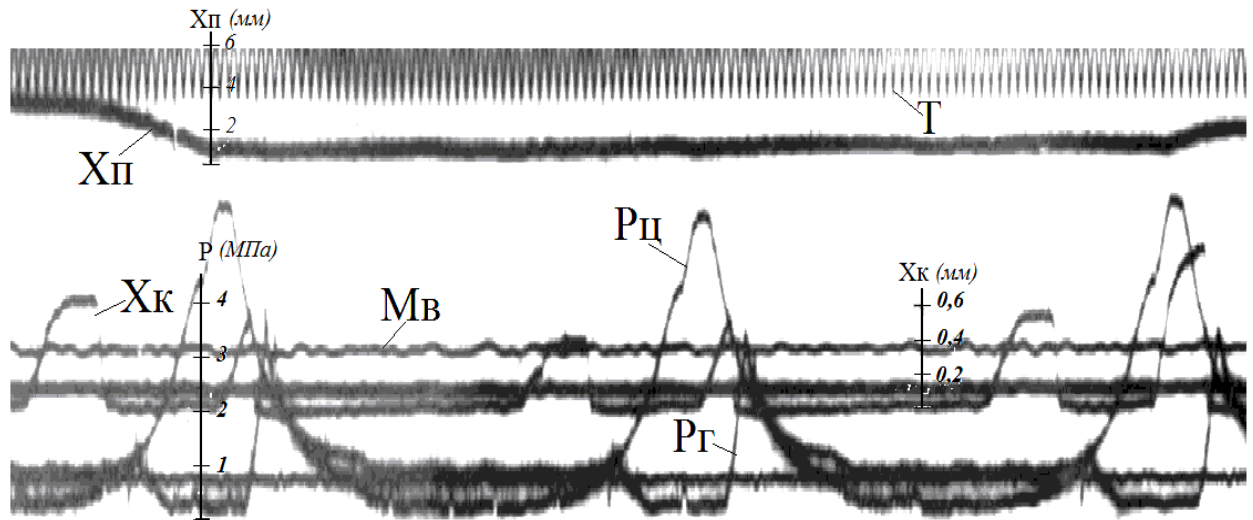


Рис.3.30. Осцилограма мастилоподачі через нижній пояс каналів (кінець циклу)

Звідси випливає, що “викид”, який відбувається в цьому періоді припадає на поршень. Частина мастила що залишилася, виходить з каналу на дзеркало зосередженою порцією, практично минаючи мастилорозподільні канавки. Це приводить до локалізації нагарів на ділянках головки, розташованих напроти точок мастила, які в міру їх росту, заповнюють зазор між поршнем і дзеркалом циліндра, залишаючи сліди натирань й зношування на його поверхні у вигляді вертикальних смуг.

Результати випробувань електронної системи мащення показують, що вона має ряд недоліків, характерних для звичайних лубрикаторних систем, які знижують ефективність її роботи й вимагають подальшого вдосконалювання системи з метою поліпшення основних характеристик процесу мастилоподачі.

3.2.2. Дослідження процесу мастилоподачі однорядною системою "Puls" без акумулювання тиску мастила

На четвертому етапі дизелебудівна фірма «Вяртсиля-Зульцер» знову повернулася до одного поясу розташування штуцерів модернізованої конструкції, рис. 3.31. (однорядна система "Puls" без акумулювання тиску мастила).

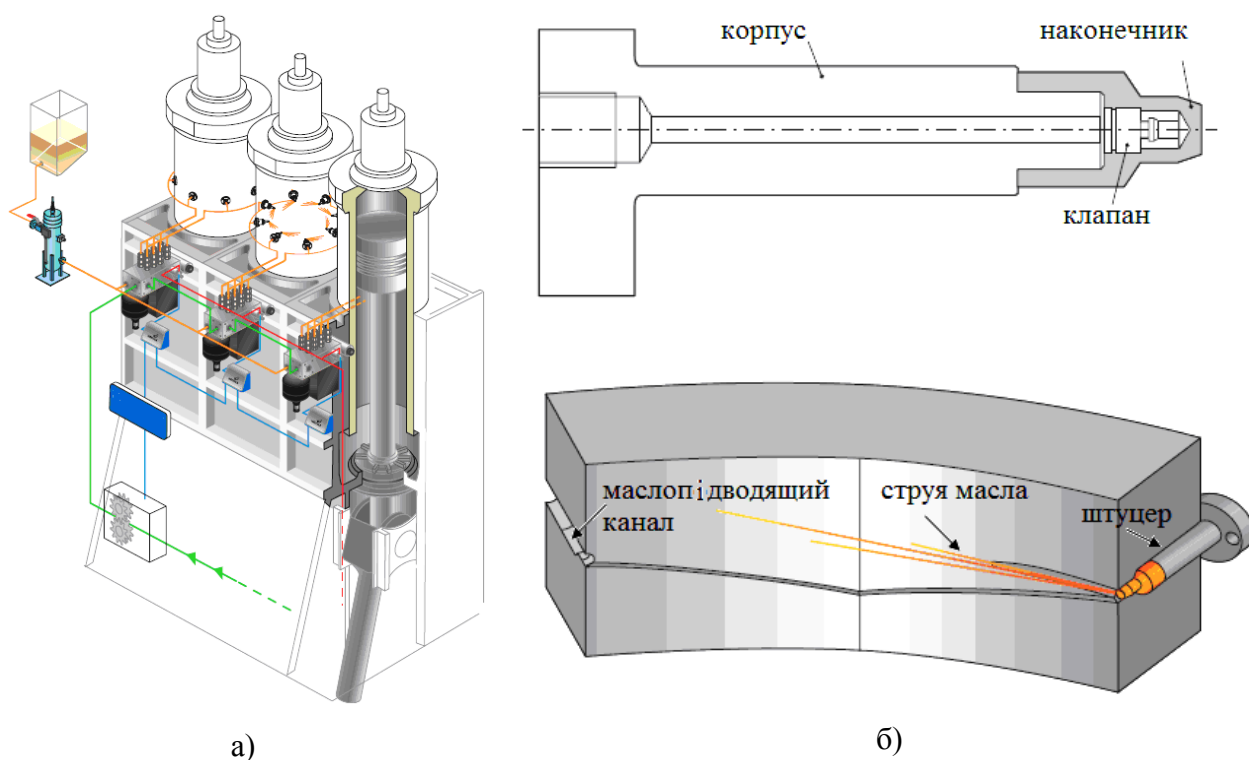


Рис.3.31. Однорядне розташування штуцерів (а) і їх нова конструкція (б)

Особливістю нових штуцерів є те, що безповоротний клапан максимально наближений до дзеркала ЦВ (як у двигунів RND), а на виході зі штуцера масло міняє напрямок завдяки декільком отворах-дроселям виконаним під кутом до осі каналу штуцера. Для забезпечення струминної подачі мастила зі зміною напрямку його руху вихідна ділянка каналу в стінці втулки виконана горизонтально (а не похилою, як у всіх попередніх випадках) і має більший діаметр, ніж зазвичай. При цьому система настроєна таким чином, що вихід мастила в циліндр повинен здійснюється в три етапи (як показано на рис.3.32) вище поршня, у район поршневих кілець і нижче поршня.

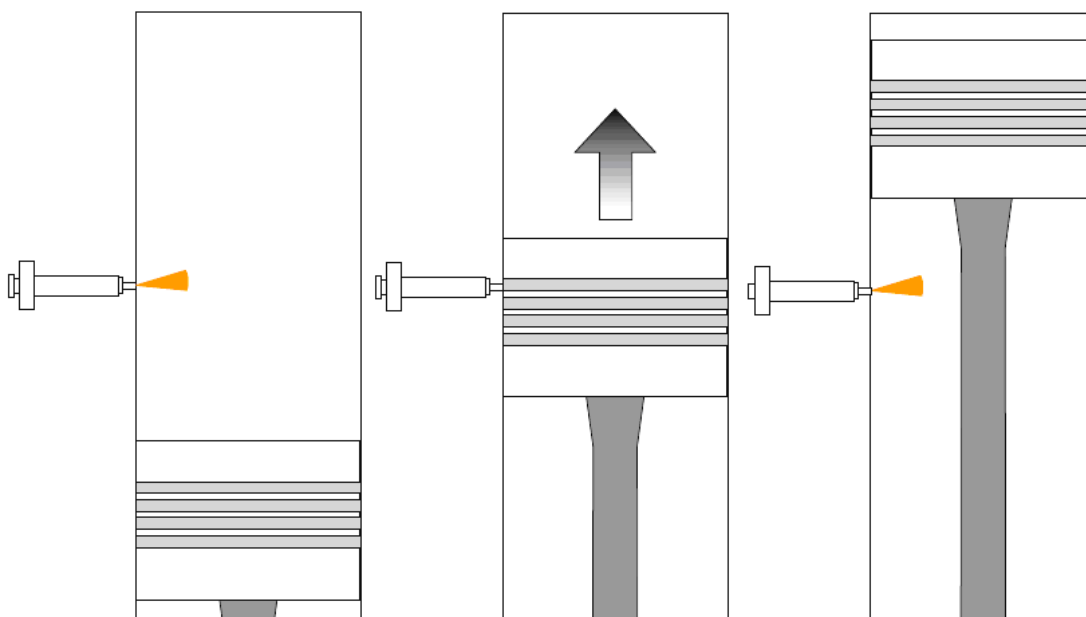


Рис.3.32. Періоди виходу мастила в циліндр

Здійснюючи переобладнання існуючих двигунів під нову систему з лубрикаторами "Puls" фірма Wartsila-Zylser підключає її до одного з двох наявних поясів мащення. У підсумку таких змін досить часто вихідний канал у стінці циліндрової втулки перетворюється в радіальний канал.

У таких двигунах подача мастила в канал втулки здійснюється через бічні отвори, розташовані в безпосередній близькості від торця штуцера зверненого до дзеркала. Канали штуцерів являють собою кілька співвісних свердловин різного діаметра, розташованих послідовно.

Дослідження системи мащення таких циліндрів довгоходових двигунів проведені в умовах експлуатації. Випробування, що включають візуальні спостереження за процесом мастилоподачі, показали, що канал у стінці втулки, розташований між торцем штуцера й вихідним отвором на дзеркалі, заповнюється маслом лише частково й на короткий час.

Рівень мастила в каналі, виглядає як клин з основою у торця штуцера й вершиною у вихідного зрізу каналу перед дзеркалом. При збереженні клинової форми, загальний рівень мастила в каналі до кінця циклу мастилоподачі помітно міняється - зменшується.

Однак, процес витікання мастила на дзеркало, має вигляд регулярного його сповзання, що розривається імпульсами тиску газу. Похила поверхня шару мастила під дією імпульсної зміни тиску газу деформується, отримуючи хвилястість і деякий зворотно-поступальний рух хвиль.

Разом з тим, хвилі не досягають верхньої стінки каналу й не перекривають його. Це не створює істотного перепаду тиску в каналі, не викликає утворення замкнених газових камер і приводить до швидкого гасіння енергії гребенів мастила й повільному стіканню його без відриву від поверхні дзеркала циліндрової втулки.

Істотне значення в забезпеченні безвідривного витікання мастила з каналу має також і конструкція самого штуцера. Центральний канал його корпусу з'єднаний з мастильним каналом у стінці втулки за допомогою бічних свердлінь, що мають невеликий діаметр.

Як показали спостереження, масло, що виходить з каналу, практично не попадає в мастилорозподільні канавки, через їхнє високе розташування щодо нижньої границі зрізу отвору, що обумовлює поганий розподіл його по

окружності циліндрової втулки.



Рис. 3.33. Характер руху мастила на виході з каналу

При цьому витікання мастила з каналу здійснюється приблизно протягом 2-3 обертів, декількома зосередженими порціями, що стікають вертикально вниз під зріз вихідного отвору (рис.3.33).

На наступних обертах до нового робочого ходу плунжера лубрикатора, витікання мас-

тила в циліндр не відбувається, а канал у втулці виявляється спустошеним.

Явища “викиду” мастила, тобто витікання його з відривом від поверхні розташування вихідного зрізу каналу не спостерігається. Це пояснюється малою довжиною (5-8 мм) каналу в стінці втулки, що виключає утворення хвиль, що перекривають перетин каналу з наступним замиканням газових порожнин у ньому, які необхідні для формування “викиду”.

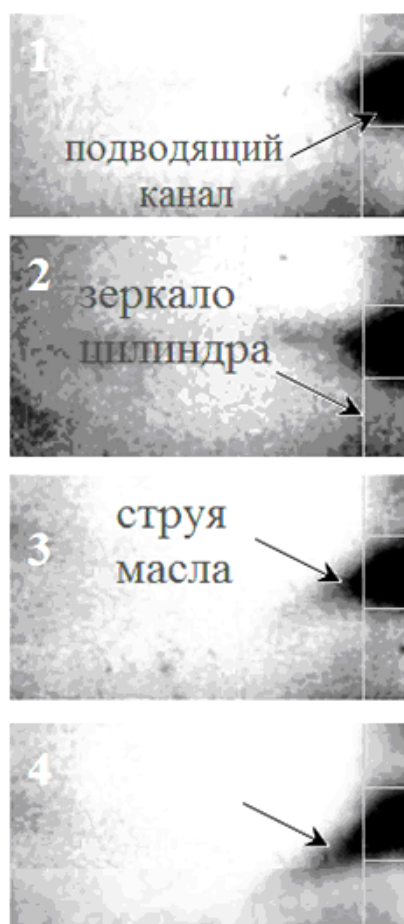


Рис. 3.34. Кінокадри руху мастила через бічні свердління штуцера

поверхнями поршня.

Осцилографуванням процесу (рис.3.35) встановлено, що поповнення каналу штуцера (лінія $X_{кл}$) здійснюється на 1-2 обертах, а вихід мастила на дзеркало відбувається на протязі 2-3 обертів з наступною перервою в подачі на 4-6 обертах. Таким чином, кількість обертів, протягом яких поповнюється штуцер близько до кількості обертів, на яких відбувається витікання мастила на дзеркало.

Крім того, вихід мастила з каналу штуцера через бічні свердління, обумовлює зіткнення частини потоку мастила зі стінками каналу у втулці й тим самим приводить до гасіння швидкості його витікання до значень, що забезпечують безвідривний вихід мастила в циліндр.

До того ж, ці свердління є свого роду дроселями, які в значній мірі утрудняють проникнення газів у канал штуцера й принципово міняють картину взаємодії газів з маслом.

Через те, що вихідні свердління в штуцері розміщені під певним кутом, частина мастила з них надходить за межі каналу в порожнину циліндра (рис.3.34) і залежно від моменту мастилоподачі буде зустрічатися з різними

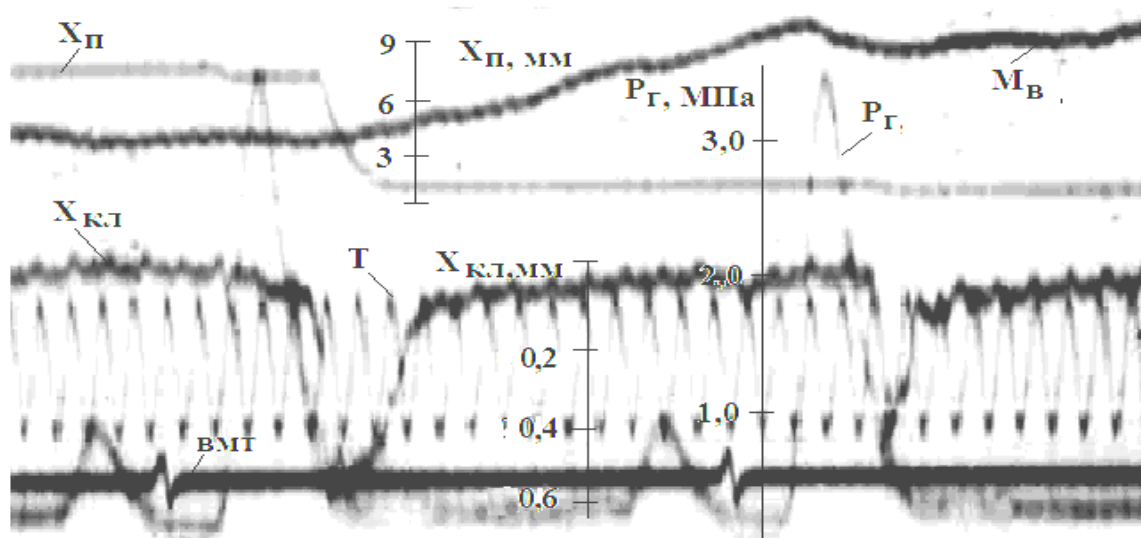


Рис.3.35. Осцилограма процесу мастилоподачі

Однак моменти виходу мастила (лінія Мв) і відкриття зворотного клапана суттєво різні. Як видно з осцилограми, між відкриттям клапана й виходом мастила на дзеркало є проміжок, який становить 20-30⁰ п.к.в. Величина цього запізнювання являє собою той час, який необхідно для поновлення руху мастила по каналу у втулці, спустошеному в проміжках між його поповненням. Сумарний час протягом якого відкритий клапан, виявляється в 3-5 раз меншим часу витікання мастила на дзеркало, що вказує на неможливість чіткого керування подачею мастила шляхом впливу на лубрикатор.

Накладення осцилограм на лінію руху поршня показує, що основна частина мастила (близько 60%) надходить у проміжку між 60-300⁰ п.к.в., тобто в періоди руху поршневих кілець нижче мастильних отворів. Слід припускати, що при висхідному ході поршня це масло підхоплюється кільцями й розподіляється переважно в районі отворів і верхньої частини втулки. Подача 40% мастила, яке залишилося здійснюється наприкінці стискання й припадає на район нижніх поршневих кілець, це визначає його розподіл по поверхні втулки, що перебуває нижче пояса мастильних отворів (біля 70% площі всього дзеркала). Частина цього мастила попадає у вікна, що інтенсифікує їх закоксовування.

3.3. Висновки до третього розділу

У результаті виконаних експериментальних досліджень систем мащення циліндрів довгоходових суднових двигунів фірми Wartsila-Zylser встановлене наступне:

1. Витікання мастила в циліндр із каналу за клапаном штуцера здійснюється не під дією плунжера лубрикатора, а в результаті взаємодії газів з мастилом у цьому каналі;
2. У досліджуваних дизелів, мастило в циліндр надходить двома шляхами - з "викидом" з каналу втулки й стіканням по дзеркалу циліндра;
3. Витікання мастила з каналу на дзеркало відбувається в основному повз канавки, що не сприяє рівномірному його розподілу по окружності циліндра й обумовлює скидання мастила у вікна, підпоршневий простір і віднесення із продувним повітрям;
4. "Викид", що відбувається на лінії розширення, здійснюється в обсязі робочого циліндра при положенні поршня нижче каналів мастила й становить основну частину мастила, яке нераціонально використовується в циліндрі, збільшує відкладання нагару, погіршує стан циліндра й знижує техніко-економічні показники роботи двигуна;
5. Подача мастила при стисканні припадає частково на нижні кільця й в основному - на тронк поршня;
6. Має місце нерівномірна подача мастила по обертах і непропорційний розподіл його між верхньої й нижньої частинами дзеркала;
7. Існуючий імпульсний (змінний) характер тиску в системі мащення обумовлює подачу більшої частини мастила в циліндри ДВЗ на перших 2-х обертах колінчастого вала двигуна, зі значною (1,3...2,2 м/с) швидкістю та з послідовними перервами в подачі протягом 3...5 обертів, це обумовлює значну нерівномірність подачі мастила, що призводить до нестабільності його плівки на дзеркалі циліндра.

РОЗДІЛ 4

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ГІДРОДИНАМІКИ ВИТІКАННЯ МАСТИЛА В ЦИЛІНДРИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

4.1. Обґрунтування критеріїв, постановка завдання, початкові й граничні умови

Появою швидкодіючих ЕОМ, інтенсивно розбудовує обчислювальне експериментування, яке вимагає опису досліджуваного об'єкта за допомогою рівнянь, тобто створення математичних моделей.

Питання гідродинаміки витікання мастила в циліндри суднових дизелів спочатку були розглянуті в роботах [37,44,47]. Наступними дослідженнями [53,71] запропоновані методи розрахунків витікання мастила в циліндри ДВЗ, результати яких можуть бути використані стосовно до двигунів, обладнаних системами мащення, що підтримують як постійний, так і змінний тиск мастила.

Як відзначалося раніше, найбільш перспективним є процес мастилоподачі під постійним тиском, який використовується й в існуючих електронних системах.

Однак у зв'язку із установленням основних недоліків цих систем і зміною їх гідравлічних характеристик [11,18,84], а також для розв'язку наступних завдань організації принципово нового, безлубрикаторного процесу мащення виникає необхідність у розробці методики розрахунків витікання мастила в циліндр двигуна, що враховує вищезгадані зміни.

Для опису процесу руху рідини в каналах системи мащення скористаємося рівняннями несталого ізотермічного руху в'язкої рідини (рівняннями Стокса) і рівнянням нестисливості в циліндричній системі координат (r, φ, z) [6,9].

Зневажаючи дією масових сил і враховуючи симетрію руху, можна записати $Fr = F\varphi = Fz = 0$, $Vz = V\varphi = 0$.

У цих припущеннях з рівняння нестисливості маємо, що $V = Vz$ і не залежить від z , тоді система рівнянь руху в'язкої рідини має вид:

$$\begin{aligned}\frac{\partial V}{\partial t} &= \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z}, \\ \frac{\partial P}{\partial r} &= 0, \\ \frac{\partial P}{\partial \varphi} &= 0,\end{aligned}\tag{4.1}$$

де ρ - щільність мастила, ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості.

Система рівнянь (4.1) дозволяє стверджувати [110], що перепад тиску, віднесений до одиниці довжини каналу не залежить від координат і є функцією тільки часу.

Замінімо процес руху мастила в досліджуваному каналі рухом у каналі нескінченної довжини з еквівалентним перепадом тиску.

У цьому випадку перепад тиску на одиницю довжини каналу визначається по формулі $\frac{\partial P}{\partial z} = -\frac{\Delta P(t)}{l}$,

$$\text{де } \Delta P(t) = P_{\text{вих}} - P_{\text{кл}} - P_{\text{вх}};$$

$P_{\text{вх}}$ – тиск мастила на вході (тиск у нагнітальному мастилопроводі перед штуцером);

$P_{\text{вих}}$ – тиск мастила на виході (втрати тиску на клапані штуцера $P_{\text{кл}}$ зневажаємо), l - довжина каналу.

Очевидно, що рух рідини через мастильний штуцер здійснюється при негативних значеннях $\Delta P(t)$, тому що переміщення рідини (мастила) завжди відбувається в обсяг з меншим тиском за інших рівних умов.

З осцилограмм, рис.4.1 процесу мастилоподачі електронними системами з обліком $P_{\text{вх}}$ визначається перепад тиску, під дією якого відбувається рух мастила по каналу [103].

Величина $\Delta P(t)$ відмінна від нуля на шести із семи тимчасових ділянок: $t_0-t_1, t_1-t_2, \dots, t_6-t_7$, довжини яких позначимо через $T_1, \dots, T_7$ відповідно.

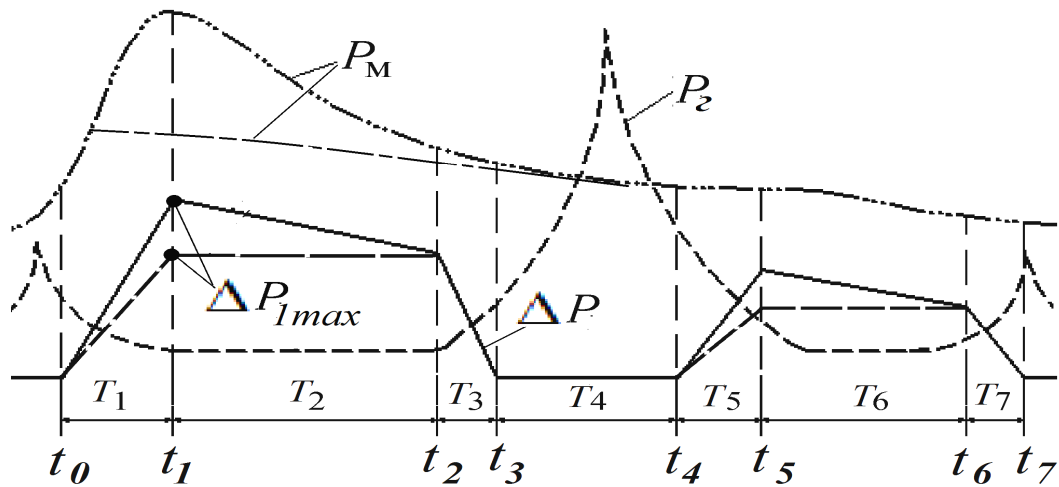


Рис.4.1 Осцилограмма процесу мастилоподачі

Слід урахувувати, що на першому й п'ятому ділянках (початок підвищення перепаду тиску) $\Delta P(t)$ збільшується до певних значень, на другому й шостому залишається постійним, на третьому й сьомому убиває до нуля й на четвертому дорівнює нулю.

Зміна $\Delta P(t)$, а отже, і $\frac{\partial P}{\partial z}$ із часом на ділянках T_1, T_3, T_5, T_7 може бути

представлено лінійним законом з відповідним коефіцієнтом пропорційності, а на ділянках T_2 і T_6 - відповідними постійними коефіцієнтами.

Отже, досліджуваний рух мастила в каналі штуцера описується рівнянням

$$\frac{\partial V}{\partial t} = v \left(\frac{\partial^2 V}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V}{\partial r} \right) + \frac{\Delta P(t)}{\rho l} \quad (4.2)$$

3.2. Математичний опис процесу руху мастила в системі мащення

Перейдемо безпосередньо до визначення швидкості руху мастила в каналі дроселя на першій ділянці $(0, t_1)$. При постановці відповідного початково-крайового завдання необхідно враховувати лінійний закон зміни перепаду ти-

ску на розглянутій (першій) тимчасовій ділянці, а також те, що $\Delta P_I(t)$ змінюється від нуля до $\Delta P_{I\max}$, тобто можна записати вираз для $\Delta P_{I\max}$ у наступному виді: $\Delta P_{I\max} = B_1^0 t_1 = -B_1^0 T_1$.

Звідси $B_1^0 = -\frac{\Delta P_{I\max}}{T_1}$ - абсолютний коефіцієнт пропорційності перепаду

тиску по t .

Отже зміну $\frac{\partial P_1}{\partial z}$ запишемо у вигляді $\frac{\partial P_1}{\partial z} = B_1 T$, де $B_1 = \frac{B_1^0}{l}$ - коефіці-

єнт пропорційності перепаду тиску за часом на одиницю довжини каналу дроселя (відносний). Остаточну зазначену залежність можна представити у ви-

гляді: $\frac{\partial P_1}{\partial z} = -\frac{\Delta P_{I\max}}{T_1 l} t$.

Рівняння (4.2) необхідно розглядати з наступними початковими й граничними умовами:

$$V(r, 0) = 0; \quad V(a, t) = 0$$

Таким чином, початково-гранична умова для визначення $V_1(r, t)$ запишеться в наступному виді:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_1}{\partial t} = v \left(\frac{\partial^2 V_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_1}{\partial r} \right) + \frac{\Delta P_{I\max} t}{T_1 l \rho}, \\ V_1(r, 0) = 0, \\ V_1(a, t) = 0. \end{cases} \quad (4.3)$$

Застосовуючи до завдання (4.3) інтегральне перетворення Лапласа-Карсона за часом [78,108],

$$\tilde{V}_1(r, s) = S \int_0^\infty V_1(r, t) e^{-st} dt,$$

одержимо звичайне диференціальне рівняння для зображення швидкості з однією крайовою умовою (тут S – параметр перетворення)

$$\frac{d^2 \tilde{V}_1}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d \tilde{V}_1}{dr} - \frac{S}{\nu} \tilde{V}_1 = \frac{B_1}{\rho \nu S}$$

$$\tilde{V}_1(a, S) = 0$$
(4.4)

Рівняння (4.4) без правої частини має своїми лінійно-незалежними розв'язками циліндричні функції уявного аргументу: функція Бесселя уявного аргументу $I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} r\right)$ й функція Макдональда - $K_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} r\right)$.

Приватним розв'язком цього рівняння є вираз $-\frac{B_1}{\rho S^2}$.

Отже, загальний розв'язок рівняння має вигляд:

$$\tilde{V}_1(r, s) = A(s) I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} r\right) + D(s) K_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} r\right) - \frac{B_1}{\rho S^2}.$$

Так, як швидкість руху мастила кінцева на осі каналу дроселя, то можна коефіцієнт $D(s)$ дорівняти до нуля, щоб вилучити функцію $K_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} r\right)$ з виразу для $\tilde{V}_1(r, s)$, яка при $r=a$ звертається в нескінченність. Задовольняючи умову $\tilde{V}_1(a, s) = 0$ одержимо:

$$\tilde{V}_1(r, s) = \frac{B_1}{\rho S^2} \left[\frac{I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} r\right)}{I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} a\right)} - 1 \right].$$
(4.5)

Застосуємо до (4.5) зворотне перетворення Лапласа-Карсона [60],

$$V_1(r, t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{b-i\infty}^{b+i\infty} \tilde{V}_1(r, s) e^{st} \frac{ds}{s}.$$

Для обчислення цього інтеграла з врахуванням (4.5) скористаємося теоремою Коші про відрахування [62]

$$\int_{b-i\infty}^{b+i\infty} \tilde{V}_1(r, s) e^{st} \frac{ds}{s} = 2\pi i \left[C_{-1}(r, t) + \sum_{K=1}^{\infty} \text{res}_{(S_K)}(r, t) \right].$$

Тут $C_{-1}(r, t)$ - відрахування підінтегральної функції в точці $S_0=0$ (коефіцієнт при $\frac{1}{S}$ в розкладанні підінтегральної функції по ступеню S);

$\text{res}_{(S_K)}(r, t)$ - відрахування підінтегральної функції в точках S_K , S_K - нулі функції $I_0\left(\sqrt{\frac{S}{\nu}} a\right)$, які є простими полюсами підінтегральної функції, від-

мінними від нуля, тобто $I_0'\left(\sqrt{\frac{S_K}{\nu}} a\right) \neq 0$.

Для визначення $C_{-1}(r, t)$ скористаємося розкладаннями [60]

$$I_0\left(\sqrt{\frac{S}{\nu}} r\right) = 1 + \frac{S}{\nu} \cdot \frac{r^2}{4} + \frac{S^2}{\nu^2} \cdot \frac{r^4}{64} + \dots,$$

$$e^{st} = 1 + st + \frac{(st)^2}{2} + \dots.$$

Підстановка цих розкладань у вираз $\tilde{V}_1(r, s) e^{st}$ дозволяє визначити $C_{-1}(r, t)$

$$C_{-1}(r, t) = \frac{B_1}{4\rho\nu} \left[Rt + \frac{r^4 - 4a^2 R - a^4}{16\nu} \right].$$

де $R = (r^2 - a^2)$.

Для визначення відрахувань підінтегральної функції в крапках S_k ($k=1,2,\dots$) скористаємося формулами [78,108]

$$\operatorname{res}_{(s_k)} \left[\frac{\varphi(s)}{\psi(s)} \right] = \frac{\varphi(s_k)}{\psi'(s_k)}, \quad \psi'(s_k) \neq 0.$$

У нашій випадку $\psi'(s_k) = I_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right)$. Як відомо [62] $I_0(i\alpha) = I_0(\alpha)$ і якщо позначити α_k корінь $I_0(\alpha)$, де $I_0(\alpha)$ - функції Бесселя першого роду нульового порядку, то $I(\alpha_k) = 0$. Отже $I_0(i\alpha_k) = I\left(\sqrt{\frac{s_k}{v}}a\right) = 0$. Звідси

$$i\alpha_k = \sqrt{\frac{s_k}{v}}a, \quad \text{тобто} \quad s_k = -\frac{v\alpha_k^2}{a^2}.$$

$$\text{Покладемо } u = \sqrt{\frac{s}{v}}a, \quad \text{тоді} \quad \frac{du}{ds} = \frac{a^2}{2vu} \quad \text{й}$$

$$I_{0s}\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) = \frac{d\left[I_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right)\right]}{ds} = I'_{0u}(u) \frac{du}{ds} = \frac{a^2}{2vu} I'_{0u}(u) \quad (4.6)$$

Далі потрібно скористатися відомими формулами [115]

$$I'_0(z) = I_1(z), \quad I_1(-iz) = -iI_1(z).$$

Враховуючи, що $I_1(z)$ - функція позитивного аргументу z , у формулі (3.6) покладемо $u = -i\alpha_k$ й це правочинне, тому що $s_k = -\frac{v\alpha_k^2}{a^2}$ й

$$u_k = \sqrt{\frac{s_k}{v}}a = \pm i\alpha_k.$$

Таким чином,

$$\frac{d}{ds} I_0\left(\sqrt{\frac{s}{v}}a\right) \Big|_{s=s_k} = \left[\frac{a^2}{2vu} I_1(u) \right] \Big|_{u=-i\alpha_k} = \frac{a^2}{-2vi\alpha_k} J_1(-i\alpha_k) = \frac{a^2}{2v\alpha_k} J_1(\alpha_k),$$

$$I_0\left(\sqrt{\frac{s_k}{v}}r\right) = I_0\left(i\alpha_k \frac{r}{a}\right) = J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right),$$

$$s_k^3 = -\frac{v^3 \alpha_k^6}{a^6}.$$

Остаточно

$$\sum_{k=0}^{\infty} res_{(s_k)}(r, t) = -\frac{B_1}{\rho v^2} A \beta_k(t).$$

$$\text{де } A = 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 J_1(\alpha_k)}; \quad \beta_k(t) = e^{-\frac{v\alpha_k^2}{a^2}t}.$$

Отже, вираз для $V_1(r, t)$ прийме вид

$$V_1(r, t) = \frac{B_1}{\mu v} [RK_1 - A\beta_k(t_1)], \quad (4.7)$$

де $\mu = \nu\rho$ - динамічний коефіцієнт в'язкості мастила, а $R, K_1, A, \beta_k(t_1)$ - перемінні рівні відповідно

$$R = (r^2 - a^2); \quad K_1 = \frac{r^2 - 3a^2 + 16vt_1}{64}; \quad A = 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 J_1(\alpha_k)}; \quad \beta_k(t_1) = e^{-\frac{v\alpha_k^2}{a^2}t_1}$$

Щоб визначити вираз швидкості руху мастила на другій тимчасовій ділянці (t_1, t_2) , тривалість якого $T_2 = t_2 - t_1$, слід записати відповідне початково-граничне завдання для $V_2(r, t)$, початковою умовою якої є $V_2(r, 0) = V_1(r, T_1)$, тому що масло на початку другої тимчасової ділянки придбало швидкість $V_1(r, T_1)$. З (3.7) випливає, що

$$R \frac{r^2 - 3a^2}{64} = A,$$

тому що при $t = 0$, $V_1(r, 0) = 0$. Тому $V_1(r, T_1) \approx \frac{B_1 T_1}{4\mu} R$, і це буде тим точніше визначати дійсне значення $V_1(r, T_1)$, чим менше проміжок часу T_1 . Що стосується перепаду тиску на другому проміжку T_2 , то як впливає із осцилограмм він постійний і дорівнює значенню:

$$\frac{\partial P_2}{\partial z} = \frac{\partial P_1(T_1)}{\partial z} - \frac{\Delta P_{1\max}}{l} = \frac{\partial P_1(T_1)}{\partial z} + B_1 T_1.$$

Таким чином, $V_2(r, t)$ задовольняє початково-крайовому завданню

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial V_2}{\partial t} = \nu \left(\frac{\partial^2 V_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_2}{\partial r} \right) + \frac{B_1 T_1}{\rho}, \\ V_2(r, 0) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} R, \\ V_2(a, t) = 0. \end{array} \right. \quad (4.8)$$

Застосовуючи до завдання (4.8) інтегральне перетворення Лапласа-Карсона за часом, одержимо для зображення $\tilde{V}_2(r, s)$ рівняння

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \tilde{V}_2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{V}_2}{\partial r} - \frac{S}{\nu} \tilde{V}_2 &= \frac{B_1 T_1}{\rho \nu} + \frac{S}{\nu} \frac{B_1 T_1}{4\mu} R, \\ \tilde{V}_2(a, s) &= 0. \end{aligned}$$

$$\text{Звідси } \tilde{V}_2(r, s) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} R.$$

Для одержання $V_2(r, t)$ застосуємо до останньої формули зворотне перетворення Лапласа-Карсона

$$V_2(r, t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{b-i\infty}^{b+i\infty} \frac{B_1 T_1}{4\mu} R \cdot e^{st} \frac{ds}{s}.$$

Відрахуванням $C_{,l}$ підінтегральної функції в цьому інтегралі є l . Отже, на другій тимчасовій ділянці швидкість руху мастила в каналі дроселя залишається постійною й рівною

$$V_2(r) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} R. \quad (4.9)$$

Перейдемо тепер до визначення вираз швидкості руху мастила в каналі дроселя на третій ділянці, довжина якого $T_3 = t_3 - t_2$.

На цій ділянці перепад тиску убуває від $\Delta P_{1\max}$ до нуля, тобто

$$\frac{\partial P_3}{\partial z} = -\frac{\Delta P_{1\max}}{lT_3}(T_3 - t).$$

Тут враховане, що t змінюється від нуля до T_3 . На початку третьої ділянки $(0, T_3)$ швидкість $V_3(r, 0) = V_2(r)$. Отже, початково-граничне завдання для $V_3(r, t)$ запишеться в такий спосіб:

$$\begin{cases} \frac{\partial V_3}{\partial t} = \nu \left(\frac{\partial^2 V_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_3}{\partial r} \right) - \frac{B_1 T_1}{T_3 \rho} (T_3 - t), \\ V_3(r, 0) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} R, \\ V_3(a, t) = 0. \end{cases}$$

Застосовуючи до цього завдання інтегральне перетворення Лапласа-Карсона [79,108] за часом t , одержимо для зображення $\tilde{V}_3$ диференціальне рівняння

$$\frac{\partial^2 \tilde{V}_3}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{V}_3}{\partial r} - \frac{S}{\nu} \tilde{V}_2 = -\frac{B_3}{\rho \nu S} - \frac{\Delta P_{1\max}}{\rho l \nu} - \frac{S}{\nu} \frac{\Delta P_{1\max}}{4\mu l} \cdot (-R),$$

$$\tilde{V}_3(a, s) = 0.$$

$$\text{Тут } B_3 = -\frac{\Delta P_{1\max}}{lT_3}.$$

Розв'язком цього завдання є

$$\tilde{V}_3(r, s) = \frac{\Delta P_{1\max}}{4\mu l}(-R) + \frac{B_3}{\rho S^2} \left[1 - \frac{I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} r\right)}{I_0\left(\sqrt{\frac{s}{\nu}} a\right)} \right].$$

Застосовуючи до $\tilde{V}_3(r, s)$ зворотнє перетворення Лапласа-Карсона, одержимо вираз для $V_3(r, t)$

$$V_3(r, t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{b-i\infty}^{b+i\infty} \frac{\Delta P_{1\max}}{4\mu l}(-R) e^{st} \frac{dS}{S} + \frac{1}{2\pi i} \int_{b-i\infty}^{b+i\infty} \frac{B_3}{\rho S^2} \left[1 - \frac{I_0\left(\sqrt{\frac{S}{\nu}} r\right)}{I_0\left(\sqrt{\frac{S}{\nu}} a\right)} \right] e^{st} \frac{dS}{S}.$$

Такого типу інтеграли зустрічалися при визначенні швидкостей руху мастила $V_1(r, t)$ й $V_2(r, t)$ відповідно. Виконавши необхідні перетворення одержимо остаточне вираз для $V_3(r, t)$

$$V_3(r, t) = \frac{B_1 T_1}{4\mu} R - \frac{B_3}{\mu \nu} [RK_3 - A\beta_k(t_3)]. \quad (4.10)$$

$$\text{де } K_3 = \frac{r^2 - 3a^2 + 16vt_3}{64}; \quad \beta_k(t_3) = e^{-\frac{\nu \alpha_k^2}{a^2} t_3}.$$

Що стосується виражень швидкості руху мастила через канал дроселя на ділянках (t_4, t_5) , (t_5, t_6) , (t_6, t_7) , довжини яких T_5 , T_6 , T_7 , то необхідно скористатися відповідними формулами (4.7), (4.9) і (4.10) для V_1 , V_2 , V_3 , у яких слід замінити T_1 на T_5 , T_2 на T_6 , T_3 на T_7 відповідно.

У результаті одержимо наступні вирази для V_5 , V_6 , V_7 :

$$V_5(r, t) = \frac{B_5}{\mu \nu} [RK_5 - A\beta_k(t_5)], \quad (4.11)$$

$$\text{де } K_5 = \frac{r^2 - 3a^2 + 16vt_5}{64}; \quad \beta_k(t_5) = e^{-\frac{\nu \alpha_k^2}{a^2} t_5}.$$

$$V_6(r, t) = \frac{B_5 t_6}{4\mu} R. \quad (4.12)$$

$$V_7(r, t) = \frac{B_5 t_6 - B_6 t_7}{4\mu} R - \frac{B_7}{\mu\nu} [RK_7 - A\beta_k(t_7)]. \quad (4.13)$$

$$\text{де } K_7 = \frac{r^2 - 3a^2 + 16vt_7}{64}; \quad \beta_k(t_7) = e^{-\frac{v\alpha_k^2}{a^2}t_7}.$$

Для визначення витрат мастила F протягом одного циклу мастилоподачі перемножимо вираз швидкості у всіх проміжках часу на $2\pi r dr dt$ і інтегруємо по r у межах від 0 до a , а по t відповідно в проміжках $(0, T_1)$, $(0, T_2)$, $(0, T_3)$, $(0, T_5)$, $(0, T_6)$, $(0, T_7)$. Це дозволяє одержати залежності для F [103].

$$\text{Сумарний вираз для } F = \sum_{n=1}^7 F_n.$$

Для F справедливий й наступний вираз

$$F = M_1 \left[\frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_3}{T_3} \right] + N_1 [T_2 + T_3] + M_5 \left[\frac{Q_5}{T_5} - \frac{Q_7}{T_7} \right] + N_5 [T_6 + T_7],$$

$$\text{где } M_i = \frac{N_i}{4\nu}, \quad N_i = \frac{\pi a^4 \Delta P_{i\max}}{8\mu l} = -\frac{\pi a^4 B_i T_i}{8\mu}, \quad (i = 1, 5).$$

$$Q_i = \left[\frac{2}{3} a^2 T_i - 2\nu T_i^2 - \frac{128}{\nu} a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - \beta_k(T_i)}{\alpha_k^2} \right], \quad (i = 1, 3, 5, 7),$$

$$\beta_k(T_i) = e^{-\frac{v\alpha_k^2}{a^2}T_i}.$$

Таким чином, у результаті теоретичних досліджень гідродинаміки процесу витікання мастила в циліндри ДВЗ через мастильний канал при постійному тиску отримані рівняння, що встановлюють взаємозв'язок основних па-

раметрів процесу мастилоподачі з гідравлічними характеристиками каналу й експлуатаційними показниками роботи двигуна.

Запропонована методика точніше існуючих, тому що враховуючи малі тривалості першого й третього тимчасових ділянок першої фази й відповідних ділянок другої фази, удалося відмовитися від осереднення швидкості по перетину мастильного каналу.

Отримані рівняння дозволяють визначити кількісний розподіл порції мастила у фазах його подачі, а отже, і витрати по обертах двигуна, що для досліджуваних систем представляється одним з головних показників ефективності їх роботи.

4.3. Чисельне моделювання процесу мастилоподачі

Необхідно відзначити, що для системи мащення, однієї й найважливіших систем, що забезпечують працездатність дизеля, поки не існує єдиної теорії й методики розрахунків системи в цілому. Її вузли тертя й агрегати підбираються, як правило, по прототипах із чисто конструктивних міркувань, часто без обліку їх взаємодії й без експериментальної перевірки. Усе це приводить до величезних перевитрат мастила в експлуатації, зменшенню моторесурсу й надійності дизелів.

Побудуємо алгоритм, що дозволяє проводити на ПК чисельний експеримент по дослідженню процесу мастилоподачі. З метою додання цьому алгоритму універсальності всі відповідні рівняння необхідно записати щодо безрозмірних величин. Скористаємося відомими рівняннями суцільності потоку в порожнині нагнітання [78,116].

Зневажаємо витоками мастила через зазори у плунжерній парі лубрикатора й враховуємо, що умови формування руху мастила, залежать від перепаду тисків з боку лубрикатора й з боку циліндра (рис. 4.1).

Після підстановки й перетворень одержуємо рівняння суцільності в нагнітальній порожнині:

$$\frac{dx_1}{d\tau} = A_0 \frac{dh_0}{d\tau} + A_1 x_3(\tau) + \xi_1 A_2 \sqrt{|x_1(\tau) - 1|} + \xi_2 A_3 \sqrt{|x_1(\tau) - x_2(\tau)|}$$

Тут A_0, A_1, A_2, A_3 - безрозмірні коефіцієнти відповідно рівні:

$$A_0 = \frac{f_{\Pi} l_1}{\alpha P_{\text{В}} V_{\text{Н}}}; \quad A_1 = \frac{f_{\text{кл}} l_1}{\alpha P_{\text{В}} V_{\text{Н}}}; \quad A_2 = \frac{\mu_{\text{В}} f_{\text{В}}}{V_{\text{Н}}} \left(\frac{t_7}{\alpha P_{\text{е}}} \right) \sqrt{\frac{2 P_{\text{е}}}{\rho}}; \quad A_3 = \frac{\mu_{\text{Н}} f_{\text{Н}}}{V_{\text{Н}}} \left(\frac{t_7}{\alpha P_{\text{е}}} \right) \sqrt{\frac{2 P_{\text{е}}}{\rho}}$$

де t - інтервал часу; l - довжина трубопроводу.

Аналогічно, рівняння суцільності в перехіднику насоса можна записати в такий спосіб:

$$\frac{dx_2}{d\tau} = A_4 x(\tau) + A_3 \xi_2 \sqrt{|x_1(\tau) - x_2(\tau)|} + A_5 u_0(\tau)$$

$$\text{де } A_4 = \frac{f_{\text{к}} l_1}{V_{\text{Н}}' \varepsilon P_{\text{В}}}; \quad A_5 = - \frac{4 f_{\text{т}} t_7^2}{\rho l_1 V_{\text{Н}}' \alpha}$$

$$u_0(\tau) = \int_0^{\tau} G(\tau - \eta) [x_2(\tau) - q_1(\eta) - q_2(\eta)] d\eta$$

Наступне рівняння руху нагнітального клапана насосної секції лубрика-
тора в безрозмірному виді:

$$\frac{dx_3}{d\tau} = A_6 [x_1(\tau) - x_2(\tau)] - A_7 x_4(\tau) - A_7 \varepsilon(\tau)$$

$$\frac{dx_4}{d\tau} = x_3(\tau)$$

$$\text{де } A_6 = \frac{f_{\text{кл}} P_{\text{В}} t_7^2}{\mu_{\text{кл}} l_1}; \quad A_7 = \frac{c_{\text{кл}} t_7^2}{\mu_{\text{кл}}}$$

Остаточно:

$$\frac{dx_{\text{к}}}{d\tau} = \Phi_{\text{к}}(x_1, x_2, x_3, x_{\text{к}})$$

де

$$\Phi_1 = A_1 x_3 + \xi_1 A_2 \sqrt{|x_1 - 1|} + \xi_2 \sqrt{|x_1 - x_2|}; \Phi_2 = A_4 x_3 + \xi_2 A_3 \sqrt{|x_1 - x_2|} + A_5 u_0(\tau);$$

$$\Phi_3 = A_6 [x_1 - x_2] - A_7 x_4 - A_7 \varepsilon(\tau); \Phi_4 \equiv x_3.$$

Нехай необхідно провести дослідження руху мастила на проміжку $\tau \in [0, T]$. Виконаємо розбивку цього проміжку кроком h : $\tau_i = i h$, $i = 0, \dots, N$, $N h = T$. При $\tau = \tau_i$:

$$\frac{dx_k}{d\tau}(\tau_i) = \Phi_k(x_{1i}, x_{2i}, x_{3i}, x_{4i}), i = \overline{0, N}; \quad x_{li} = x_l(\tau_i), l = \overline{1, 4}$$

Похідні апроксимуємо кінцевими різницями

$$\frac{dx_k}{d\tau}(\tau_i) = \frac{x_{ki} - x_{ki-1}}{h}$$

а функції в правій частині представимо у вигляді

$$\Phi_k(x_{1i}, x_{2i}, x_{3i}, x_{4i}) = \Phi_k(x_{1i-1}, x_{2i-1}, x_{3i-1}, x_{4i-1}) + h \sum_{l=1}^4 \frac{\partial \Phi_k}{\partial x_l}(x_{1i}, x_{2i}, x_{3i}, x_{4i}) \frac{\partial x_l}{\partial \tau}(\tau_{i-1})$$

Надалі ухвалюються позначення:

$$\Phi_k(x_{1i}, x_{2i}, x_{3i}, x_{4i}) = \Phi_k^{(i)}; \quad \frac{\partial \Phi_k}{\partial x_l}(x_{1i-1}, x_{2i-1}, x_{3i-1}, x_{4i-1}) = B_{kl}^{(i-1)}$$

Обчислення B_{kl} : Для визначення часток похідних розглянемо функції:

$$F(x_1) = \xi_1 \sqrt{|x_1 - 1|} = \begin{cases} \sqrt{x_1 - 1}, & x_1 \geq 1 \\ -\sqrt{1 - x_1}, & x_1 \leq 1 \end{cases}$$

Для неї:

$$F'(x_1) = \begin{cases} \frac{1}{2\sqrt{x_1 - 1}}, & x_1 \geq 1 \\ \frac{1}{2\sqrt{1 - x_1}}, & x_1 \leq 1 \end{cases} = \frac{1}{2\sqrt{|x_1 - 1|}}$$

Аналогічно

$$G(x_1, x_2) = \xi_2 \sqrt{|x_2 - x_1|} = \begin{cases} \sqrt{x_1 - x_2}, & x_1 \succ x_2 \\ -\sqrt{x_2 - x_1}, & x_1 \prec x_2 \end{cases}; \quad \frac{\partial G}{\partial x_1} = \frac{1}{2\sqrt{|x_1 - x_2|}};$$

$$\frac{\partial G}{\partial x_2} = -\frac{1}{2\sqrt{|x_1 - x_2|}}.$$

Тоді:

$$B_{11}^{i-1} = \frac{A_1}{2\sqrt{|x_{1i-1} - 1|}} + \frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i-1} - x_{2i-1}|}}; \quad B_{12}^{i-1} = -\frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i-1} - x_{2i-1}|}};$$

$$B_{13}^{i-1} = A_3; \quad B_{34}^{i-1} = -A_7;$$

$$B_{21}^{i-1} = \frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i} - x_{2i}|}}; \quad B_{22}^{i-1} = -\frac{A_3}{2\sqrt{|x_{1i} - x_{2i}|}}; \quad B_{23}^{i-1} = A_4;$$

$$B_{31}^{i-1} = A_6; \quad B_{32}^{i-1} = -A_6.$$

Усі інші дорівнюють нулю. Після введення цих позначень:

$$\Phi_k^{(i)} = \Phi_k^{(i-1)} + h \sum_{l=1}^4 B_{kl}^{(i-1)} \frac{\partial x_l}{\partial \tau}(\tau_{i-1}) = \Phi_k^{(i-1)} + h \sum_{l=1}^4 B_{kl}^{(i-1)} \Phi_k^{(i-1)}$$

Тепер із системи диференціальних рівнянь

$$\frac{x_{ki} - x_{ki-1}}{h} = \Phi_{kl}^{(i-1)} + h \sum_{l=1}^4 B_{kl}^{(i-1)} \Phi_{kl}^{(i-1)} \quad k \neq 2$$

або

$$x_{ki} = x_{ki-1} + h \Phi_k^{(i-1)} + h^2 \sum_{l=1}^4 B_{kl}^{(i-1)} \Phi_k^{(i-1)} \quad k \neq 2 \quad i = \overline{1, N}$$

Друге рівняння:

$$\frac{x_{2i} - x_{2i-1}}{h} = \Phi_2^{(i-1)} + h \sum_{l=1}^4 B_{2l}^{(i-1)} \Phi_2^{(i-1)} + A_5 u_{oi}$$

$$u_{oi} = \int_0^{\tau_i} G(\tau_i - \eta) [x_2(\eta) - g_1(\eta) - g_2(\eta)] d\eta$$

По формулі трапецій :

$$u_{oi} = h \left\{ \frac{1}{2} G(\tau_i) [x_{20} - g_{10} - g_{20}] + \frac{1}{2} G(0) [x_{2i} - g_{1i} - g_{2i}] + \right. \\ \left. + \sum_{k=1}^{i-1} [x_{2k} - g_{1k} - g_{2k}] G(\tau_i - \tau_k) \right\}$$

Після підстановки:

$$\frac{x_{2i} - x_{2i-1}}{h} = \Phi_2^{(i-1)} + h \sum_{l=1}^4 B_{2l}^{(i-1)} \Phi_2^{(i-1)} + A_5 h \frac{1}{2} G(0) x_{2i} + \\ + A_5 h \left[\frac{1}{2} G(\tau_i) [x_{20} - g_{10} - g_{20}] - \frac{1}{2} G(0) (g_{1i} - g_{2i}) + \sum_{k=1}^{i-1} [x_{2k} - g_{1k} - g_{2k}] G(\tau_i - \tau_k) \right] \\ S_i = A_5 \left\{ \frac{1}{2} G(\tau_i) [x_{20} - g_{10} - g_{20}] - \frac{1}{2} G(0) (g_{1i} + g_{2i}) + \sum_{k=1}^{i-1} [x_{2k} - g_{1k} - g_{2k}] G(\tau_i - \tau_k) \right\}$$

Отже:

$$\Delta x_{2i} = x_{2i-1} + h^2 \sum_{l=1}^4 B_{2l}^{(i-1)} \Phi_2^{(i-1)} + h \Phi_{2i-1} + h^2 S_i$$

Остаточно обчислювальна схема має вид:

$$x_{ki} = x_{ki-1} + h \Phi_k^{(i-1)} + h^2 \sum_{l=1}^4 B_{kl}^{(i-1)} \Phi_k^{(i-1)}, \quad k \neq 2; \\ x_{2i} = \frac{1}{\Delta} \left[x_{ki-1} + h \Phi_{2i-1} + h^2 \sum_{l=1}^4 B_{2l}^{(i-1)} \Phi_2^{(i-1)} + h^2 S_i \right].$$

Для проведення чисельного експерименту використовують значення:

$x_1(0)$; $[P_n(0)]$, а також формули для обчислення:

$h_n(t)$ або рівняння для визначення переміщення плунжера;

$h_0(t)$ - попередній стиск пружини клапана;

$x_2(0)$, $P_n'(0)$ - у початковий момент часу;

$x_3(0)$ - початкову швидкість переміщення клапана $dh_{\text{кл}}/dt(0)$;

$x_4(0)$ - початкове положення клапана $h_{\text{кл}}(0)$;

$x_5(0)$ - закон зміни $P_{\text{ш}}(t)$ і $P_{\text{кл}}(t)$.

4.4. Моделювання на ПК роботи лубрикаторної системи

Отримані рівняння дозволяють визначити кількісний розподіл порції мастила у фазах його подачі, а отже, і витрата по обертах двигуна, що для досліджуваних систем представляється одним з головних показників ефективності їх роботи.

Даний показник залежить від ряду змінних, величини яких змінюються в широкому діапазоні, що обумовлює необхідність виконання значного числа розрахунків, що вимагають застосування ПК [61,80,114].

Розв'язок даного завдання презентовано у вигляді алгоритму розрахунків і програми (додаток А).

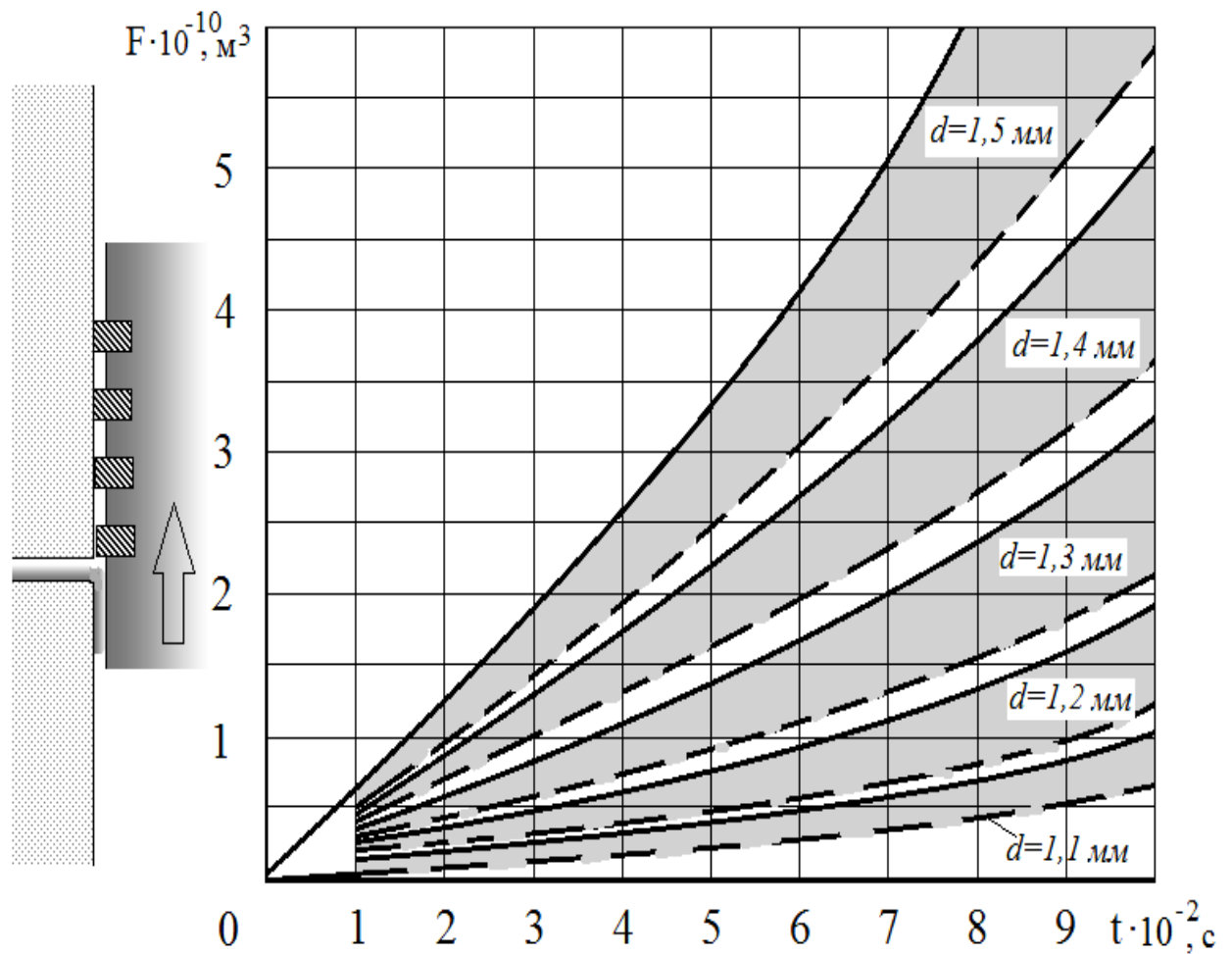


Рис.4.2 Розрахункові значення витрати мастила при стиску в циліндрі:

- $\Delta P = 5 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$; - - $\Delta P = 1 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$.

Вибір вихідних даних для виконання розрахунків по отриманих рівняннях здійснюється на підставі аналізу конструктивних характеристик систем

мащення, експлуатаційних параметрів роботи дизеля, а також осцилограмм процесу мастилоподачі. Ступінь досконалості систем і процесів мащення визначається на підставі порівняння величин витрат з оптимальними їхніми значеннями.

Реалізація розробленого методу й оцінка його погрішності виконані на прикладі розрахунків по визначенню впливу перепаду тиску, під дією якого відбувається витікання мастила на дзеркало циліндра, і характеристик системи на витрату мащення по фазах, стосовно до двигунів РТА з верхнім розташуванням мастильних отворів.

Значний вплив цих параметрів на рівномірність і регулярність подачі мастила в циліндр двигуна (рис.4.2, 4.3) вказує на один зі шляхів ефективної організації процесу мащення деталей ЦПГ.

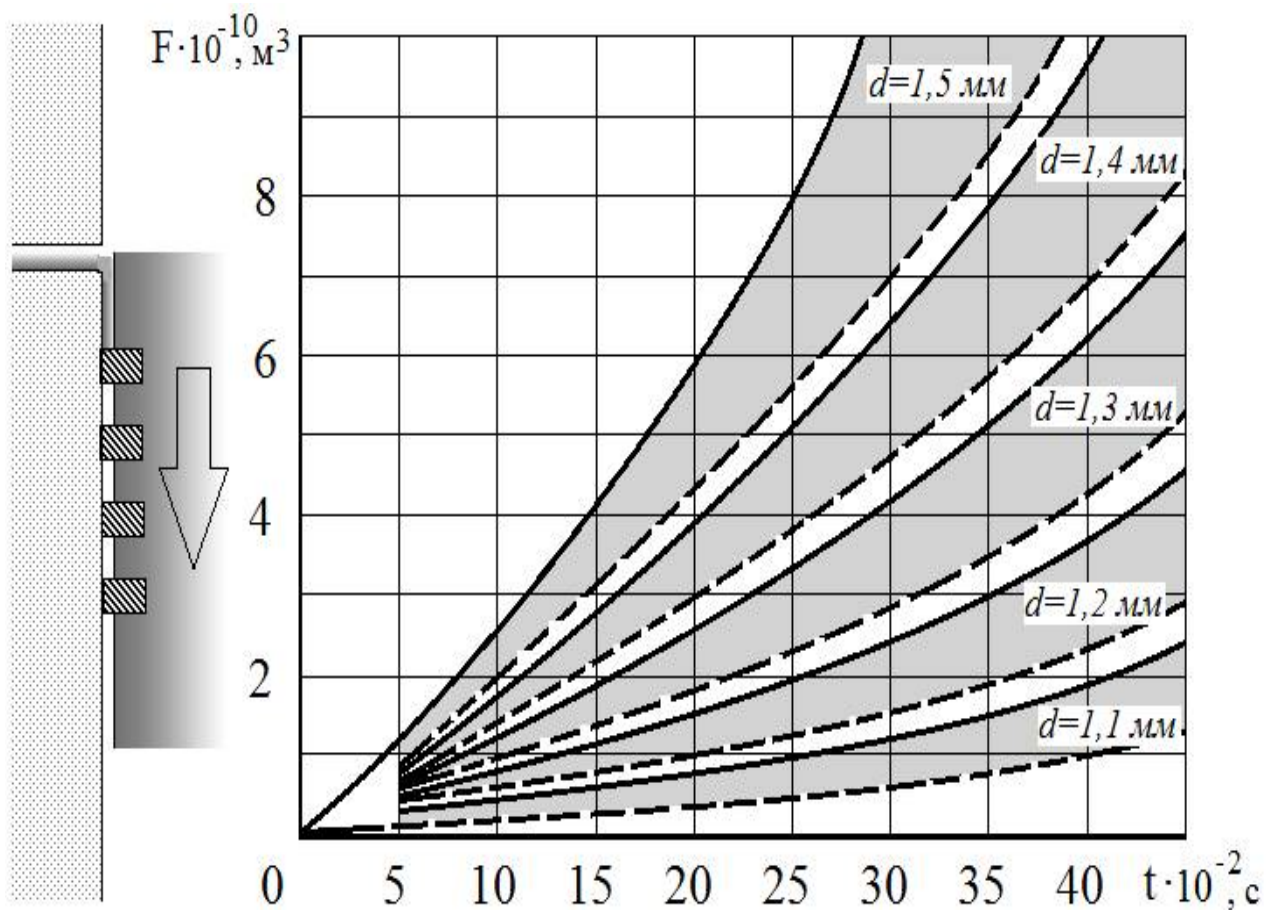


Рис.4.3 Розрахункові значення витрати мастила при розширенні в циліндрі:

- $\Delta P = 5 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$; - - $\Delta P = 1 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$.

Оцінка погрішності [46,76,80] розробленого методу виконана на підставі порівняння розрахункових і експериментальних даних визначення витрати змащення по фазах циклу мастилоподачі в циліндри двигунів РТА.

Порівняння експериментальних даних з розрахунковими (рис.4.4, 4.5) показало, що погрішність методу не перевищує 12%.

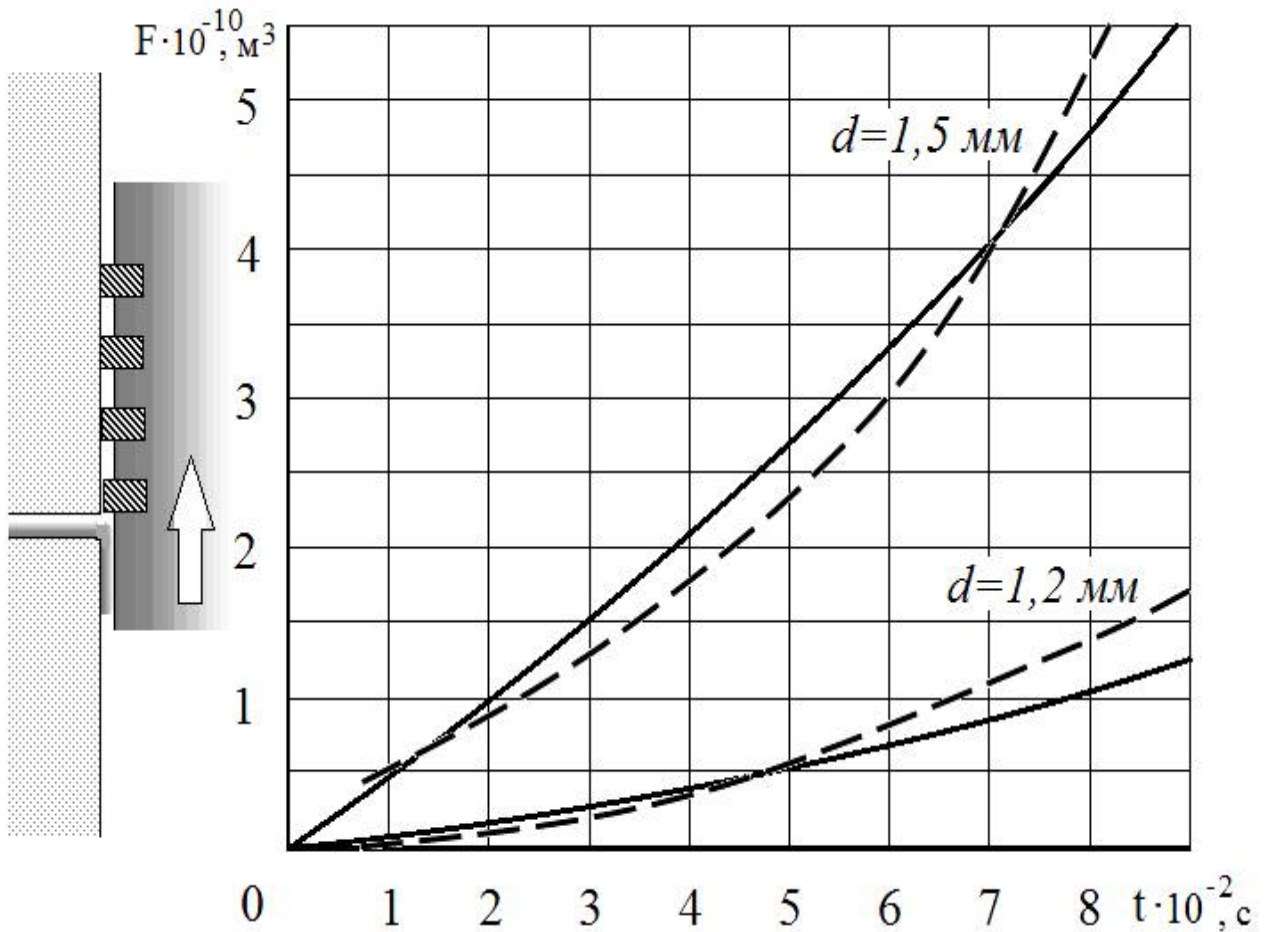


Рис.4.4 Розрахункові й експериментальні значення витрати мастила при стиску в циліндрі ($\Delta P = 2 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$):

— розрахункові криві; - - експериментальні криві.

Таким чином, запропонований метод розрахунків основних параметрів витікання мастила в циліндр суднового дизеля при постійному тиску дозволяє без проведення експерименту з досить високою точністю оцінювати ефективність організації безлубрикаторного процесу мащення, а також визначати оптимальну комбінацію факторів, що забезпечують рівномірну подачу мастила на дзеркало ЦВ в однойменних фазах циклу мастилоподачі.

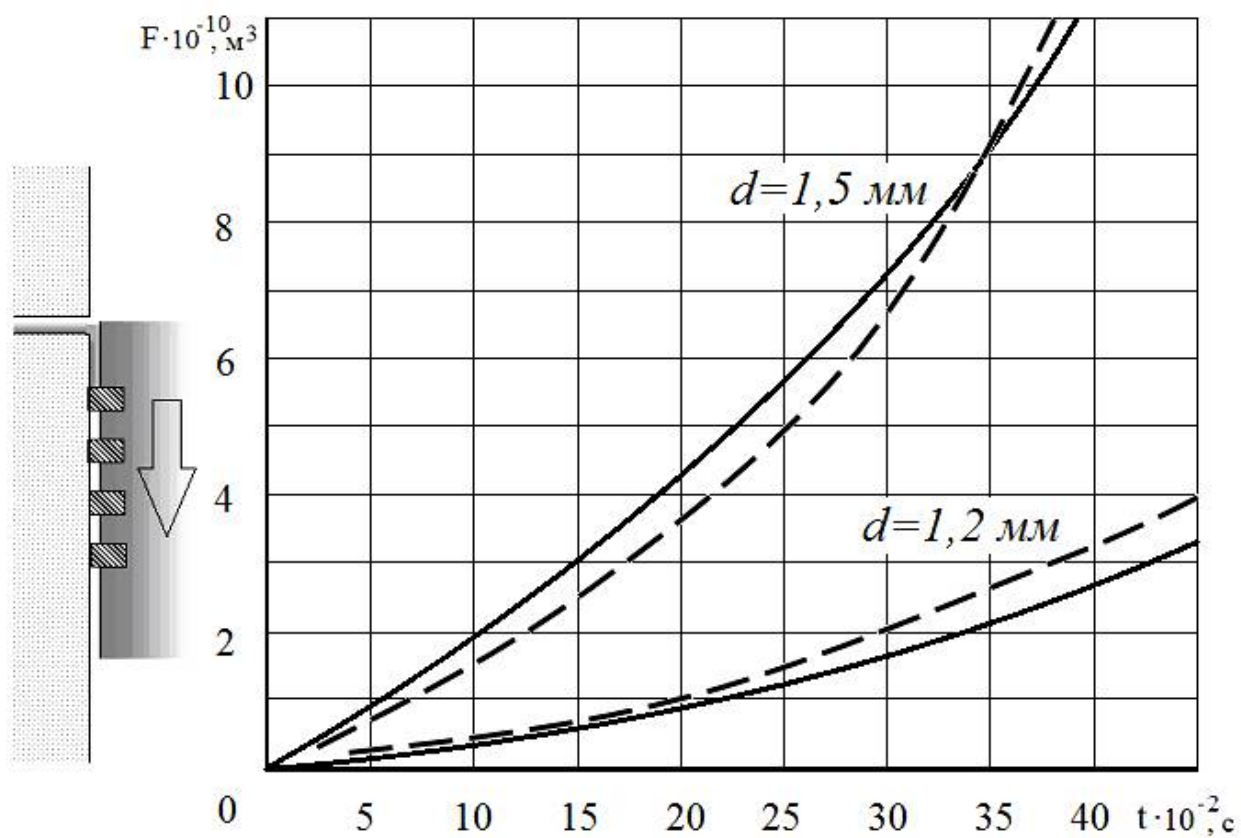


Рис.4.5 Розрахункові й експериментальні значення витрати мастила при розширенні в циліндрі ($\Delta P = 2 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$):

— розрахункові криві; - - експериментальні криві.

4.5. Висновки до четвертого розділу

1. У результаті теоретичних досліджень удосконалено математичну модель руху робочої рідини в умовах роботи лубрикаторної системи з постійним тиском мастила в ній і перемінним, пульсуючим тиском в порожнині циліндра ДВЗ;

2. Установлено й представлено у вигляді аналітичних рівнянь взаємозв'язок геометричних характеристик мастильного каналу, параметрів мастила в нагнітальному трубопроводі й експлуатаційних параметрів роботи дизеля з основними показниками оцінки ефективності систем і процесів мащення.

3. Розроблений алгоритм і програма розрахунків основних параметрів мастилоподачі, що дозволяють:

- визначати розрахункові значення величини витрати мастила у фазах його подачі, а також швидкість витікання;
- робити порівняння розрахункових значень із оптимальними з метою знаходження шляхів удосконалювання систем і процесів мащення;
- одержувати вихідні дані для проектування нових систем мащення.

При цьому погрішність розрахунків не перевищувала 12%.

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ ЛУБРИКАТОРНИХ СИСТЕМ В ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ УМОВАХ

5.1. Визначення оптимальних умов витікання мастила в циліндри довгоходових ДВЗ

Експериментальні дослідження конструкцій нагнітального тракту систем мащення циліндрів довгоходових ДВЗ, дозволили визначити характеристики його елементів, що впливають на формування процесу мастилоподачі в циліндр. До них у першу чергу відносяться геометричні характеристики мастильного каналу (рис.5.1).

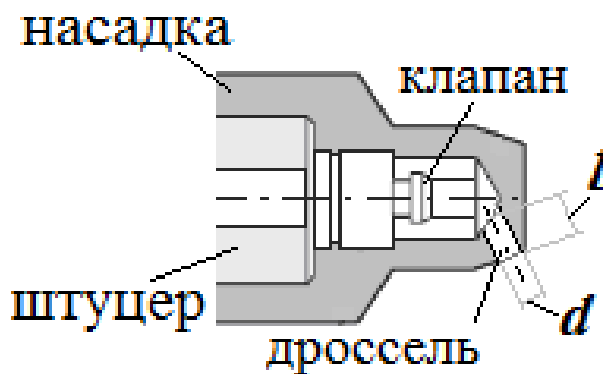


Рис.5.1. Геометрія мастильного каналу

Для визначення шляхів удосконалювання систем мащення, необхідне відшукування оптимальної комбінації таких геометричних параметрів, які забезпечать ефективну роботу системи мащення. Це завдання вирішувалося методом багатофакторного експерименту [7,46,76]. При цьому в якості оціночного показника досконалості процесу мастилоподачі, обрано рівномірність подачі мастила по обертах двигуна (у відсотках).

Для запису плану експерименту й обробки експериментальних даних скористаємося кодованими значеннями факторів X_i , які пов'язані з фізичними змінними $\tilde{X}_i$ наступним співвідношенням:

$$X_i = \frac{\tilde{X}_i - \tilde{X}_{i0}}{J_i} \quad (5.1)$$

де: $\tilde{X}_i$ - поточне значення фізичної змінної; $\tilde{X}_{i0}$ - основний рівень фізичної величини фактора; J_i - фізичний інтервал варіювання. На підставі ві-

домих значень геометричних параметрів мастильного тракту, обраних у якості основних факторів (рис.5.1), були встановлені границі їх зміни. У цих границях, для кожного з факторів, обрані основні, верхні й нижні рівні, а також інтервали їх варіювання (табл.5.1).

Таблиця 5.1

Рівні факторів і інтервали варіювання

№ п/п	Фактори	Рівні			Інтервали варіювання
		нижній	основний	верхній	
1	Довжина каналу дроселя - l (X_1)	2	3	4	1
2	Жорсткість пружини акумулятора - $g_{ак}$ (X_2)	4	5	6	1
3	Жорсткість пружини клапана - $g_{кл}$ (X_3)	1	2	3	1
4	Діаметр каналу дроселя - d (X_4)	1	1,5	2	0,5

З метою скорочення кількості експериментів, скористаємося дробовою реплікою від повного факторного експерименту. Після рандомизації отримана матриця планування (табл.5.2), яка являє собою напіврепліку від 24, задану генеруючим співвідношенням $X_4=X_1X_2X_3$, з визначальним контрастом - $1=X_1X_2X_3X_4$.

При проведенні досвідів, для кожної прийнятої в матриці комбінації факторів, вимірялися значення відгуку. Для виключення впливу систематичних помилок, викликаних зовнішніми умовами, послідовність досвідів вибиралася на підставі таблиці випадкових чисел, а зменшення випадкових погрешностей прямого виміру й одержання найбільш достовірних результатів, забезпечене шляхом повторних вимірів [58, 59].

Для функції відгуку $Y(X_1X_2X_3X_4)$, за результатами експерименту, можна побудувати рівняння регресії у вигляді алгебраїчного полінома першого порядку

$$Y=b_0+b_1X_1+b_2X_2+b_3X_3+b_4X_4+b_{12}X_{12}+b_{13}X_{13}+b_{23}X_{23}+b_{34}X_{34}+b_{24}X_{24}+b_{14}X_{14}, \quad (5.2)$$

де: $b_0, b_1, \dots, b_4$ - коефіцієнти рівняння.

Таблиця 5.2

Матриця планування й результати експериментів

№ досвіду	Рандомізація	Кодові позначення змінних і їх значення												Результати спостережень		
		X ₀	X ₁ <i>l</i>			X ₂ <i>g_{ак}</i>		X ₃ <i>g_{кл}</i>		X ₄ <i>d</i>		X ₁ X ₂ =X ₃ X ₄ X ₁ X ₃ =X ₂ X ₄ X ₂ X ₃ =X ₁ X ₄		B ₁	B ₂	B ₃
1	9,14,10	+	+	4	+	6	-	1	-	1	+	-	-	71,5	74,5	73,6
2	18,8,12	+	-	2	-	4	-	1	-	1	+	+	+	83,2	83,2	84,5
3	11,17,2	+	+	4	-	4	-	1	+	2	-	-	+	85,3	87,8	84,6
4	15,23,1	+	-	2	+	6	-	1	+	2	-	+	-	80,8	84,6	81,8
5	5,22,3	+	+	4	+	6	+	3	+	2	+	+	+	73,3	75,4	74
6	21,4,24	+	-	2	-	4	+	3	+	2	+	-	-	84,8	87,6	86,3
7	20,7,13	+	+	4	-	4	+	3	-	1	-	+	-	97,9	97,8	98
8	6,16,19	+	-	2	+	6	+	3	-	1	-	-	+	87,7	86,2	85,8

Маючи серію повторних досвідів з дублюванням $n=3$, знайдемо середнє арифметичне всіх результатів

$$Y = \sum_{i=1}^n \frac{Y_i}{n} \quad (5.3)$$

де: Y_i - результат окремого досвіду, і проведемо оцінку порядкової дисперсії, що в цьому випадку дозволяє оцінити дисперсію експерименту із числом ступенів волі $f_n = n-1$, по формулі

$$S_{\{y\}}^2 = \sum_{i=1}^n \frac{(Y_i - Y)^2}{n-1} \quad (5.4)$$

Розрахунки виконуємо в середовищі MS EXCEL [119].

Отримані результати вимірів розташовуємо в електронній таблиці Excel у стовпцях A-H (рис.5.2). Залишивши місце на підписи, що пояснюють, обчислимо відповідні середні арифметичні значення. Для цього в ячейку A8 записуємо (або викликаємо вбудовану функцію) =CPЗНАЧ(A2:A4) і простягаємо її до ячейки H8.

Для розрахунків середньоквадратичного відхилення кожної з обмірюваних величин необхідно записати суму квадратів різниці між кожним обмірюваним значенням і середнім арифметичним.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
13	ДИСПЕРСИЯ										
14	2,37	0,563333	2,83	3,88	1,143333	1,963333	0,063333	1,003333	$S_{\{y\}}^2 = \sum_{i=1}^n \frac{(Y_i - Y)^2}{n-1}$		
15											
16	КВАДРАТИЧНАЯ ОШИБКА ЭКСПЕРИМЕНТА										
17	1,53948	0,750555	1,68226	1,969772	1,069268	1,40119	0,251661	1,001665	$S_{\{y\}} = \sqrt{S_{\{y\}}^2}$		
18											
19	Ymax - Yi										
20	24,8	14,36667	12,1	15,6	23,76667	11,76667	0,233333	11,43333			
21											
22											
23	1,333229	0,612826	1,37356	1,608312	0,873053	1,144067	0,20548	0,817856	$S_{\{y\}} \sqrt{\frac{n-1}{n}}$		
24											
25	РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО ОТКЛОНЕНИЯ										
26	18,60145	23,44331	8,809227	9,699612	27,22247	10,28495	1,13555	13,97964	$r_{\max} = \frac{Y_{\max} - Y_i}{S_{\{y\}} \sqrt{\frac{n-1}{n}}}$		
27	Значения отклика однородны, при $r_{\max} < r_t$								$r_t = 1,689$		
28											

Рис.5.3. Розрахунки квадратичної помилки й розподілу максимального відхилення

Для перевірки однорідності дисперсії скористаємося критерієм Кохрена, який являє собою відношення максимальної дисперсії $S_{\max}^2$ до суми всіх дисперсій (рис.5.4).

$$G_p = \frac{S_{\max}^2}{\sum_{i=1}^n S_{\{y\}}^2} \quad (5.6)$$

дисперсії однорідні, якщо $G_p < G_t$,

де G_t - табличне значення критерію Кохрена, при рівні значимості $\alpha=0,05$ і ступенях волі $f=n-1$. При однаковій числі паралельних досвідів у всіх крапках плану, дисперсія відтворюваності визначається по вираженню

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_{\{y\}}^2 \quad (5.7)$$

де N - загальне число досвідів.

Значимість відмінностей 2-х середніх перевіримо за критерієм Стюдента

$$t_{p1} = \frac{Y_{i\max} - Y_{i\min}}{S_y \sqrt{\frac{1}{n_{\max}} - \frac{1}{n_{\min}}}} \quad (5.8)$$

де $S_y = \sqrt{S_{\{y\}}^2}$ - погрішність відтворюваності.

Відмінності між значеннями відгуку в різних крапках плану суттєво, якщо $t_{p1} > t_{t1}$,

де t_{t1} - табличне значення критерію Стюдента при рівні значимості $\alpha = 0,05$ і ступенях волі $f_y = n_{\max} + n_{\min}$.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
29	ПРОВЕРКА ОДНОРОДНОСТИ ДИСПЕРСИЙ										
30								СУММА ДИСПЕРСИЙ -	13,816667		
31								КРИТЕРИЙ КОХРЕНА -	0,2808203		
32										$G_p = \frac{S_{\max}^2}{\sum_1 S_{\{y\}}^2}$	
33	Дисперсии однородны, поскольку $G_p < G_T$, где $G_T = 0,516$										
34										$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_1^N S_{\{y\}}^2$	
35											
36								дисперсия воспроизводимости	1,7270833		
37											
38											
39											
40								критерий Стюдента	4,3026527		
41										$t_{p1} = \frac{Y_{i\max} - Y_{i\min}}{S_y \sqrt{\frac{1}{n_{\max}} - \frac{1}{n_{\min}}}}$	
42	Различия между значениями отклика существенно, поскольку										
43	$t_{p1} > t_{t1}$, где $t_{t1} = 2,54$										
44											

Рис.5.4. Перевірка однорідності дисперсій

При обчисленні коефіцієнтів обраної моделі (рис.5.5). використовуємо формулу

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_1^N Y_i X_i \quad (5.9)$$

значимість коефіцієнтів перевіряємо по t - критерію Стюдента

$$t_{p2} = \frac{|b_i|}{\sqrt{S_{bi}^2}} \quad (5.10)$$

де $S_{bi}^2 = \left(\frac{S_y}{\sqrt{Nn}} \right)$ - дисперсія коефіцієнтів регресії.

Коефіцієнти регресії вважаються значимими, якщо $t_{p2} > t_{t2}$,

де: t_{t2} - табличне значення критерію Стюдента при рівні значимості $\alpha = 0,05$ і ступенях волі $f_y = N(n-1)$.

The screenshot shows an Excel spreadsheet titled "Многофакторный эксперимент". The active cell is A57, containing the text "Кoeffициенты регрессии значимы, так как tp2>tt2". The spreadsheet is organized into several sections:

- Section 1 (Rows 45-48):** "Вычисление коэффициентов выбранной модели". It contains a table of regression coefficients:

B ₀	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₁₂ =B ₃₄	B ₁₃ =B ₂₄	B ₂₃ =B ₁₄
83,74167	-0,96667	-4,64167	2,458333	-1,55	-4,41667	0,766667	-1,15833
1	2	3	4	5	6	7	8
- Section 2 (Rows 49-53):** "Проверяем значимость коэффициентов". It contains a table for the dispersion of regression coefficients:

дисперсия коэффициентов регрессии							
0,314308	0,153237	0,343459	0,402158	0,218307	0,286074	0,05138	0,204505
- Section 3 (Rows 54-56):** "t - критерий Стюдента". It contains a table for the t-criterion:

t - критерий Стюдента							
149,3702	2,469419	7,920211	3,876522	3,3174	8,257632	3,382267	2,561425
- Section 4 (Row 57):** "Кoeffициенты регрессии значимы, так как tp2>tt2, где tt2=2,12".

Formulas shown on the right side of the spreadsheet:

- $b_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N Y_i X_i$
- $S_{bi}^2 = \left(\frac{S_y}{\sqrt{Nn}} \right)$
- $t_{p2} = \frac{|b_i|}{\sqrt{S_{bi}^2}}$

Рис.5.5. Обчислення коефіцієнтів обраної моделі й перевірка їх значимості

Після підрахунку коефіцієнтів регресії й перевірки їх значимості з рівняння (5.2) одержимо рівняння регресії $\tilde{Y}_u$. Перевірка адекватності рівняння $\tilde{Y}_u$ експериментальним даним проведена по F - критерію (Фішера)

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2} \quad (5.11)$$

де S_{ad}^2 - дисперсія адекватності; $S_{\{y\}}^2$ - дисперсія параметра оптимізації.

Оцінка дисперсії адекватності проводилася по формулі

$$S_{ad}^2 = \frac{nS_{ad}}{N-L} \quad (5.12)$$

де $S_{ad} = \sum_1^n (\bar{Y} - \tilde{Y}_u)^2$ - сума квадратів відхилень середніх значень відгуків

від передбачуваних рівнянням регресії; L - число статистичних значимих коефіцієнтів регресії.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
59	Проверка адекватности уравнения										
60	Значения откликов из уравнения										
61	74,2333	85,3833	84,4167	81,7	72,7	85	97,3833	84,3			
62	квадраты отклонений										
63	1,067778	3,0625	2,200278	0,49	2,351111	1,521111	0,146944	5,137778	$S_{ad} = \sum_1^n (\bar{Y} - \tilde{Y}_u)^2$		
64											
65	дисперсия адекватности										
66		2,296875							$S_{ad}^2 = \frac{nS_{ad}}{N-L}$		
67											
68	F - критерий (Фишера)										
69		4,077293							$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{\{y\}}^2}$		
70											
71	Модель адекватна, поскольку $F_p < F_T$, где $F_T = 4,5$										
72											
73	УРАВНЕНИЕ РЕГРЕССИИ										
74	$Y_u = 83,74 - 0,97X_1 - 4,64X_2 + 2,46X_3 - 1,55X_4 - 4,42X_{12} - 4,42X_{34} + 0,77X_{13} + 0,77X_{24} - 1,16X_{23} - 1,16X_{14}$										
75											

Рис.5.6. Перевірка адекватності моделі

Якщо $F_p < F_t$, (F_t - таблична величина критерію, при рівні значимості $\alpha = 0,05$ і ступенях волі $f_{y1} = N-L$, $f_{y2} = N(n-1)$), то можна стверджувати, що рівняння регресії адекватно описує результати експерименту (рис.5.6) і гіпотеза про адекватність моделі ухвалюється.

У результаті обробки дослідних даних отримана математична модель [46,73,79] - рівняння регресії в кодованих безрозмірних значеннях факторів рівномірності подачі мастила по обертах двигуна:

$$Y_u = 83,74 - 0,97X_1 - 4,64X_2 + 2,46X_3 - 1,55X_4 - 4,42X_{12} - 4,42X_{34} + \\ + 0,77X_{13} + 0,77X_{24} - 1,16X_{23} - 1,16X_{14} \quad (5.13)$$

Отримане рівняння регресії, використовуючи рівність (5.2), представимо в безрозмірній формі натуральної величини рівномірності подачі мастила по обертах двигуна

$$R = 83,74 - 0,97l - 4,64g_{ак} + 2,46 g_{кл} - 1,55d - 4,42 l g_{ак} - \\ - 4,42 g_{кл} d + 0,77 l g_{кл} + 0,77 g_{ак} d - 1,16 g_{ак} g_{кл} - 1,16 l d \quad (5.14)$$

Маючи адекватну лінійну модель, почнемо рух по градієнту, з метою відшукування оптимальної геометрії заклапанної порожнини, що забезпечує вихід усього мастила безпосередньо на дзеркало циліндра.

Розраховуємо складові градієнта з вираження: $bi Ji$,
де bi - коефіцієнт i -го фактора; Ji - інтервал варіювання.

Вибираємо крок і проводимо уявні досліди (табл.5.3), послідовно додаючи значення кроків до основних рівнів факторів.

При адекватній моделі, реалізацію уявних досвідів починають із тих, які, хоча б по одному з факторів, виходять за область експерименту. У нашій випадку до таких досвідів відноситься 15 - у якого по факторі X_3 , X_4 (жорсткості пружини акумулятора й клапана однакові). При таких умови витікання мастила припиняється.

Зазначені досліди реалізовані на стенді, при цьому отримане оптимальне значення відгуку, тобто знайдені умови, при яких здійснюється рівномірне витікання мастила (однакова кількість мастила на кожному оберті двигуна) з каналу штуцера. Отже, круте сходження ефективно й область оптимуму досягнута.

Таблиця 5.3

Розрахунки крутого сходження

Фактор	$X_1 (l, \text{мм})$	$X_2 (g_{ак}, \text{кГ})$	$X_3 (g_{кл}, \text{кГ})$	$X_4 (d, \text{мм})$
Основний рівень	3	5	2	1,5
b_i	-0,96667	-4,64167	2,458333	-1,55
$b_i J_i$	-0,96667	-4,64167	2,458333	-0,755
Крок (:30)	-0,025	-0,15	0,05	-0,02
Досліди				
1	2,975	4,85	2,05	1,48
2	2,950	4,70	2,10	1,46
3	2,925	4,55	2,15	1,44
4	2,900	4,40	2,20	1,42
5	2,875	4,25	2,25	1,40
6	2,850	4,10	2,30	1,38
7	2,825	3,95	2,35	1,36
8	2,700	3,80	2,40	1,34
9	2,675	3,65	2,45	1,32
10	2,650	3,50	2,50	1,30
11	2,625	3,35	2,55	1,28
12	2,600	3,20	2,60	1,26
13	2,575	3,05	2,65	1,24
14	2,550	2,90	2,70	1,20
15	2,525	2,75	2,75	1,18

Оптимальна комбінація наведених факторів, що забезпечує рівномірне витікання мастила, за інших рівних умов, характеризується наступними їхніми значеннями:

Довжина каналу дроселя $l = 2,5\text{-}2,6$ мм;

Жорсткість пружини акумулятора $g_{ак} = 2,9\text{-}3,0$ кГ;

Жорсткість пружини клапана $g_{кл} = 2,6\text{-}2,7$ кГ;

Діаметр каналу дроселя $d = 1,2\text{-}1,25$ мм.

Для уточнення отриманих результатів (для їх перевірки) використаємо Сиплекс методом (додаток В). Розрахунки підтвердили, що область оптимуму знайдена.

5.2. Удосконалення процесу мастилоподачі в циліндри довгоходових суднових дизелів «Вяртсиля-Зульцер»

Удосконалення процесів мащення циліндрів шляхом усунення виявлених недоліків конструкцій мастилоподаючих пристроїв, дозволять поліпшити умови розподілу й використання мастила в циліндрі й перейти на новий, більш низький рівень його витрати.

Спостереження, за процесом витікання мастила в циліндри двигунів дозволили виявити основні недоліки цього процесу й визначити ті вузли системи мащення, які потребують зміни або вдосконалення. Це канали-дроселі в торці штуцера; мастилорозподільні канавки на дзеркалі ЦВ; нагнітальний мастилопровід з метою збільшення частоти витікання мастила в циліндр і жорсткість пружини безповоротного клапана.

З метою забезпечення безвідривного витікання мастила з каналу в стінці втулки, останній повинен бути змінений або модернізований так, щоб обсяг мастила, між вихідним зрізом і безповоротним клапаном був гранично обмежений.

Зменшення швидкості витікання мастила з каналу, може бути отримане вирівнюванням діаметрів ділянок каналу по всій його довжині й збільшенням його гідравлічного опору, що дозволяє каналу бути завжди заповненим маслом.

Вирівнення діаметрів каналу здійснюється розсвердленням звужених місць (ділянок), а збільшення опору й зменшення його обсягу досягається розміщенням у каналі стрижня певного діаметра. Така ідея закладена в технічному рішенні, наведеному в роботі [88] яке знайшло широке застосування на судах.

Питання вдосконалювання геометрії каналів у стінці втулки в цей час розглядається із двох позицій: з позиції усунення "викиду", якщо він формується в каналі стінки втулки, і з позиції забезпечення підведення мастила до обох галузень мастильних канавок.

У такій постановці (при виготовленні циліндрової втулки) розглянуте питання вирішується сполученням границі окружності вихідного зрізу мастильного каналу з вершиною зламу нижньої або верхньої границі галузей канавок, тобто точка перетинання нижньої або верхньої границі обох галузей канавок повинна бути сполучена із самою нижньою лінією окружності отвору.

Можливий варіант деякого виносу отвору вверх за межі границь вершини зламу канавок. Тоді отвір з'єднують із вершиною зламу канавок поглибленням, що виконує роль своєрідного устя, яке направляє потік мастила в канавки [11,71,96] . Однак для випущених двигунів ним можна скористатися лише в тому випадку, коли втулки виготовлені без мастилорозподільних канавок.

У розглянутих двигунів [153,155] отвір мастильного каналу розташоване так, що частина його перетину перебуває вище канавок, а частина - нижче. У підсумку, при витіканні з каналу мастило не попадає в канавки, а спускається на дзеркало в галузі перетину каналу, що лежить нижче канавок.

У цьому випадку напрошується необхідність зменшення перетину каналу, принаймні, до ширини канавок і з'єднання цього каналу безпосередньо з канавками. Такий розв'язок відомий [91], і він може бути реалізований, без переробки штуцерів, установкою приставок з відбивачем мастила.

У цьому випадку перекривається поперечний переріз каналу так, щоб масло виходило тільки через канавки. Така ідея закладена в технічний розв'язок, захищений авт.св. [2]. Суть винаходу полягає в установці своєрідного відбивача, діаметр якого більше діаметра каналу.

Відбивач розміщується в межах глибини канавок так, що між їхнім дном і самим відбивачем залишається зазор, необхідний для виходу мастила. У результаті, досягнувши відбивача, масло міняє напрямок руху на 90° і надходить на дзеркало лише через залишені для його виходу щілини, утворені самими ж канавками й відбивачем.

У деяких випадках для забезпечення плинності мастила по канавках може знадобитися лише деяка зміна їх профілю.

Вивід мастила з каналу в початок кожної галузей канавок не достатній для того, щоб воно просувалося по самих канавках. Для цього їм необхідно додати таку форму, яка сприяла б деякому наповненню їх мастилом і разом з нахилом забезпечила б плинність мастила по обох галузях канавок.

На відміну від традиційного профілю канавок (не утримуючого мастила) їм пропонується надати форму жолоба, тобто нижня границя кожної галузі на ділянці, що прилягає до отвору, повинна бути трохи вище дна канавки.

Такий профіль канавок можна одержати, якщо абразивний диск, яким їх виконують, орієнтувати до дзеркала циліндра з деяким нахилом до низу.

Канавки жолобообразної форми слід виконувати при будівлі двигуна або при виготовленні циліндрових втулок, однак таку форму відносно неважко задати й існуючим канавкам, виконаним на втулках, що перебувають в експлуатації.

Крім усунення "викиду" удосконалювання підведення мастила в циліндри двигунів РТА мають мету підвищення регулярності подачі й рівномірності розподілу мастила в циліндрі, особливо у випадку застосування лубрикаторів "Puls" [154,155], при використанні яких спостерігається істотна нерівномірність подачі мастила по обертах двигуна через відсутність акумулятора.

"Викид" може бути усунуто декількома варіантами, різними за обсягом виконуваних робіт, складності технологічних операцій, вартості вдосконалень а, отже, рівню кінцевих результатів.

Більш загальний варіант - усунення "викиду" шляхом зміни напрямку витікання мастила за рахунок використання бічних свердлін, розташованих під кутом до каналу. Використання наведених удосконалень дозволяє знижувати витрату циліндрового мастила на 10-20%.

Після вдосконалень, у лубрикаторну систему двигуна доцільно включити акумулятори тиску [71,104].

Для зміни характеристик процесу подачі мастила з метою підвищення його ефективності і поліпшення показників роботи суднового двигуна, на підставі виконаних досліджень розроблено новий **спосіб** мащення, **який відрізняється тим**, що для забезпечення стабільної і рівномірної плівки мастила на поверхнях його контакту з деталями ЦПГ, в штуцері лубрикатора підтримується постійний тиск, який створюється за рахунок однакової жорсткості пружин клапана штуцера і акумулятора об'єму мастила та їх зусиль рівних тиску продувного повітря ДВЗ, а також оптимальних розмірів (1,5...2 мм) каналу дроселя штуцера. Розроблений спосіб було реалізовано в технічному рішенні (рис.5.7). Акумуляторна система призначена для збільшення частоти подачі мастила в циліндр за рахунок створення умов у нагнітальному тракті, що забезпечують можливість поділу порції, що нагнітається плунжером, на кілька частин.

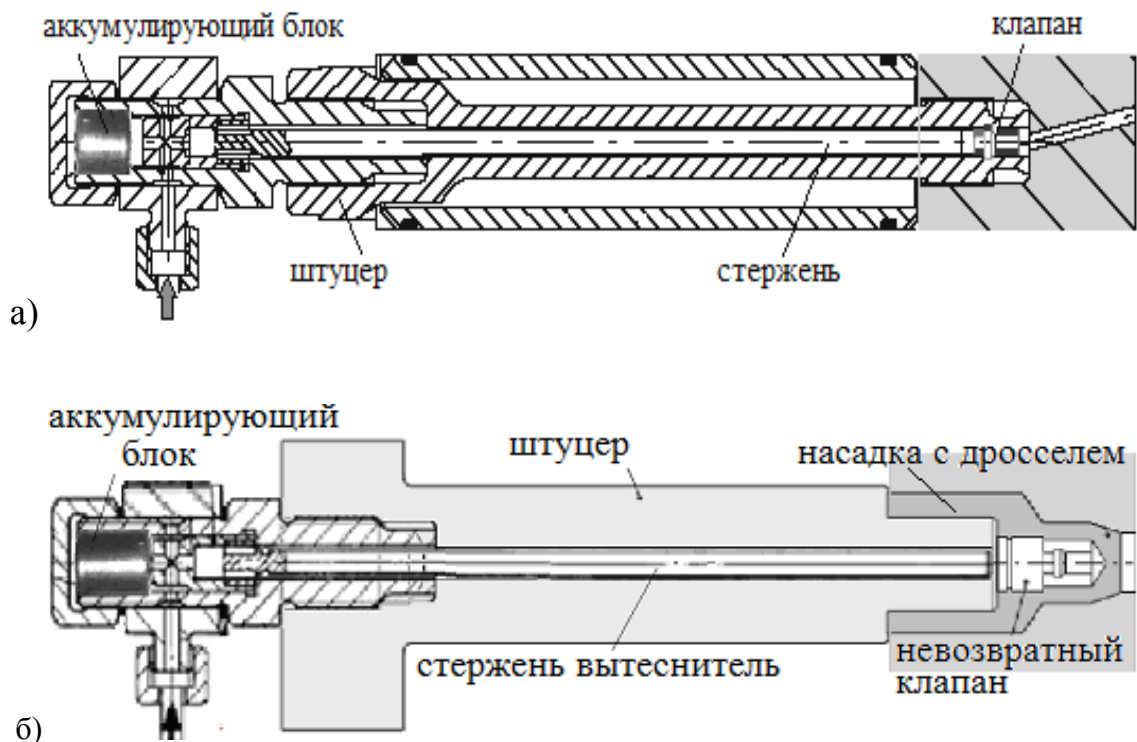


Рис.5.7. Акумулюющий блок тиску мастила встановлений у штуцері:
а) 3-я модифікація; б) 4-я модифікація системи мащення "Puls"

У період нагнітального ходу плунжера лубрикатора, акумулятор, завдяки пружним властивостям, діє як компенсатор і накопичувач, що знижує тиск мастила в системі, наближаючи його до постійного.

Пружні властивості акумулятора вибираються з розрахунку створення тиску мастила в нагнітальному трубопроводі, що перевищує протитиск не більше ніж на десяти частки МПа. Т.ч. між тиском мастила в нагнітальному мастилопроводі з одного боку, і сумою тиску наддування із зусиллям затягування пружини зворотного клапана штуцера - з іншого, при роботі двигуна організована умова близька до рівноваги.

Однак, у стандартного акумулятора при зупинці двигуна, у зв'язку зі зникненням дії тиску наддування, згадана рівновага порушується, і акумулятор швидко випорожнюється.

Кількість мастила, яка нагнітається плунжером один раз за кілька обертів, як відомо, становить для більшості двигунів усього лише декілька крапель, у зв'язку із чим, по технологічних причинах, розміри порожнини акумулятора в десятки раз більше подаваних у нього порцій.

Тому, наступна після пуску робота двигуна зі спустошеним акумулятором протягом десятків і навіть сотень обертів, необхідних для заповнення акумулятора, відбувається без витікання мастила в циліндр.

Цей недолік існуючих акумуляторних систем стає небезпечним у період частих зупинок і пусків (маневри) двигуна, коли спустошення акумулятора може відбуватися практично одне за іншим, порушуючи ефективність роботи системи мащення.

Для усунення цього недоліку, запропонований пристрій (акумуляційний блок) обсяг робочої порожнини якого близький по значенню до обсягу циклової порції мастила, а характеристики акумулятора й мастильного каналу відповідають оптимальним їхнім значенням отриманим за допомогою факторного експерименту. У результаті забезпечується скорочення витрати циліндрового мастила з одночасним зниженням відкладання нагарів у циліндрі й зносів деталей ЦПГ.

Крім цього, шляхом коректування керуючої програми нагнітальний хід плунжера лубрикатора "Puls" розбито на декілька етапів (нагнітання - зупинка - нагнітання - зупинка і т.д.), що робить процес подачі мастила дійсно

пульсуючим. Це, разом з акумулятором і дросельними отворами (перед акумулятором і на виході із штуцера) забезпечує практично постійний тиск мастила в каналах штуцера і втулки. В свою чергу така система мащення з постійним тиском в ній забезпечую найбільш ефективну її роботу.

5.3. Стендові випробування вдосконалених пристроїв

Осцилографування процесу витікання мастила з удосконаленого каналу з акумулятором (рис.5.7а) показало, що його включення в систему мащення впливає на частоту виходу мастила в циліндр (рис.5.8, 5.9).

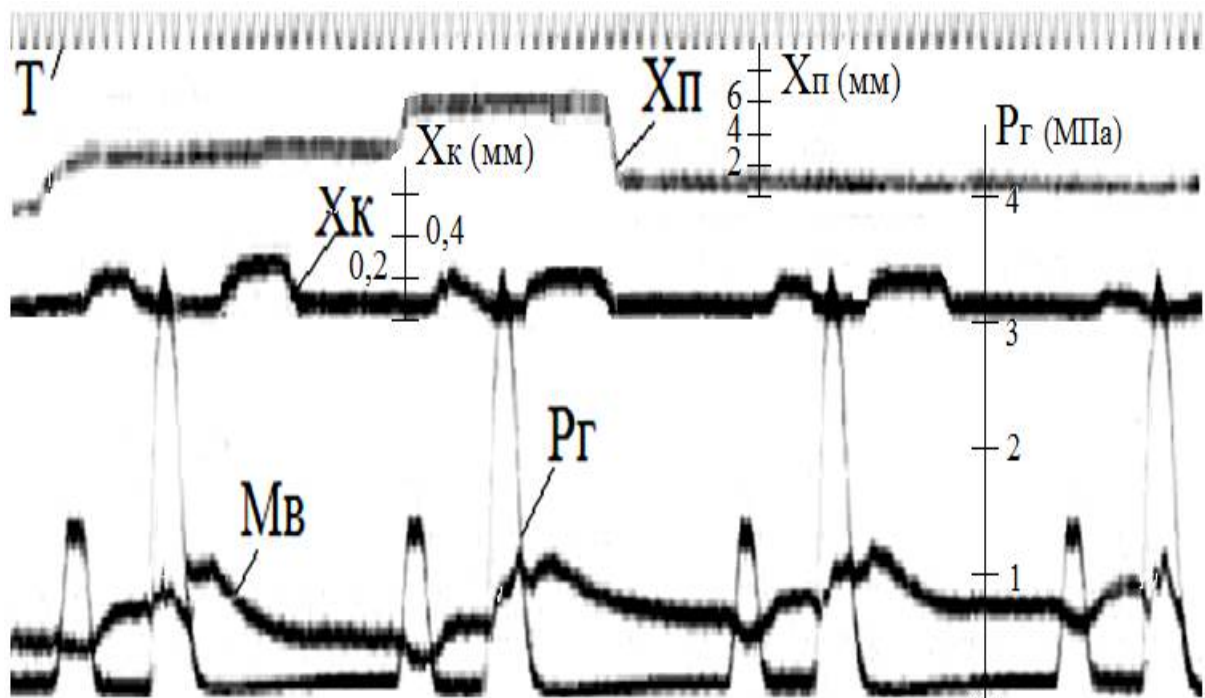


Рис.5.8. Осцилограма мастилоподачі лубрикатором "Puls" (вдосконалена система)

Завдяки акумулятору подача мастила в штуцер здійснюється й у періоди, коли плунжер лубрикатора нерухливий або робить хід усмоктування. Дроблення нагнітального ходу плунжера лубрикатора на два періоди на початку першого і другого обертів циклу мастилоподачі (лінія X_p) збільшує рівномірність (лінія M_v) порцій мастила (допомагаючи акумулятору в цьому) поданого на наступних обертах навіть після завершення процесу нагнітання. Виміри площі фігур під лінією M_v показують що вони близькі між собою по значенню на протязі всього циклу мастилоподачі. Таке дроблення ходу плун-

нжера виконується за рахунок внесення коректив в керуючу програму комп'ютера і може мати різні значення від 2-х до 4 і більше (в залежності від потужності двигуна і його потреб в мастилі), що робить процес дійсно пульсуючим, забезпечуючи практично постійний тиск в системі мащення циліндрів.

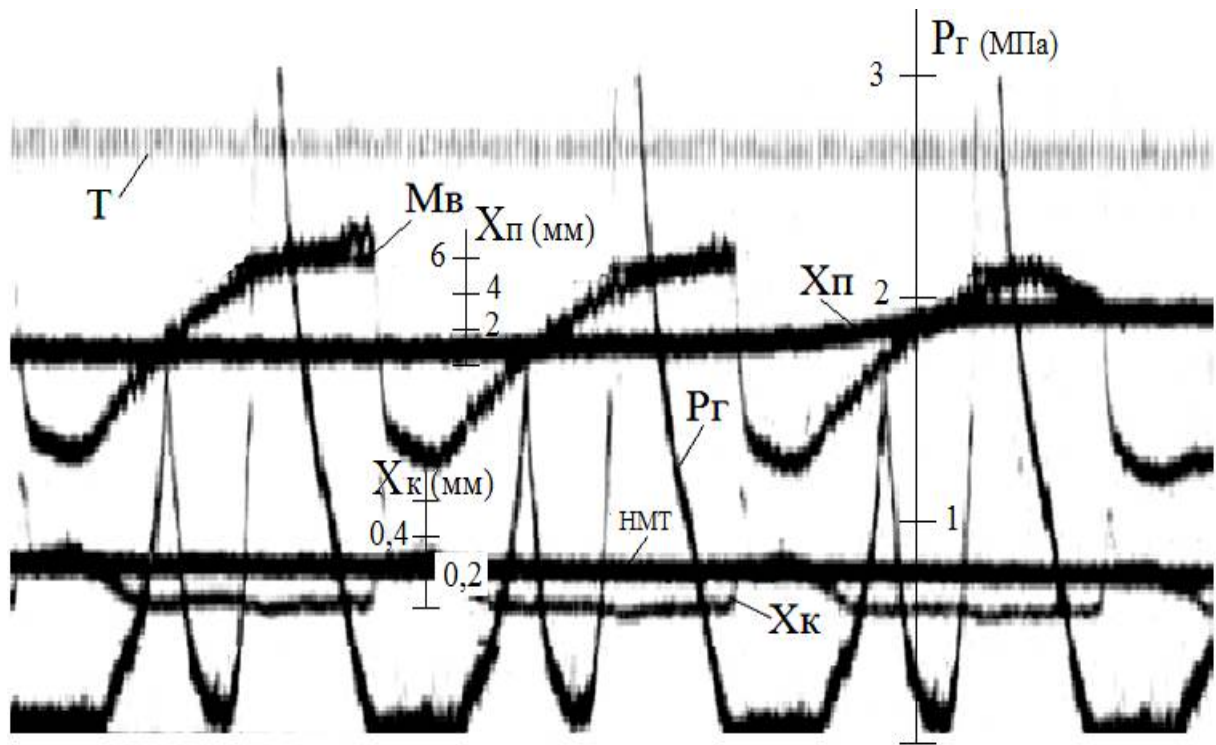


Рис.5.9. Осцилограма мастилоподачі лубрикатором "Puls"

Отже, подана за один нагнітальний хід плунжера лубрикатора порція мастила, ділиться на рівномірні порції, чим забезпечується вихід мастила в циліндри двигуна на кожному оберті.

Вихід мастила на дзеркало втулки (лінія M_B) здійснюється невеликими порціями, двічі на кожному оберті двигуна, що зменшуються в міру розвантаження акумулятора.

Накладення осцилограми на рух поршня показує, що вихід мастила відбувається як після 1-го, так і після 2-го імпульсу тиску. У першій фазі витікання здійснюється, коли нижнє поршневе кільце перебуває вище мастильних отворів, приблизно з 310^0 до 30^0 п.к.в., а в другій фазі – коли поршень перебуває нижче лінії розташування мастильних отворів з 55^0 п.к.в. по 305^0 п.к.в.

Даний процес повторюється на всіх обертах і навіть між нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, за рахунок постійного розвантаження акумулятора.

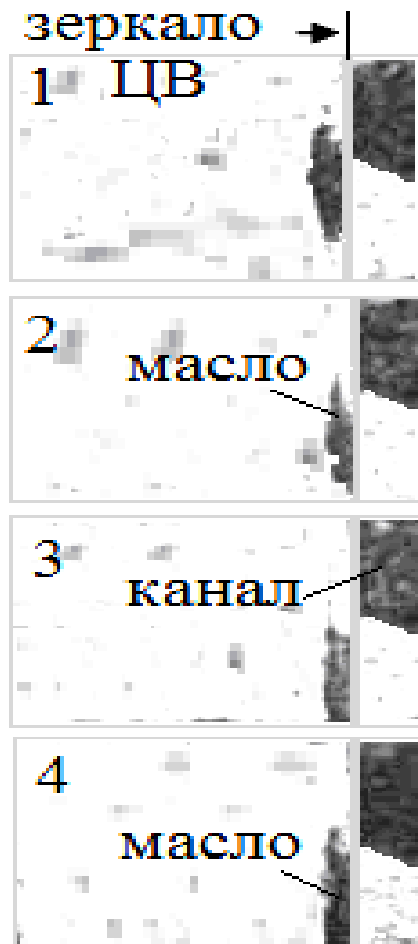


Рис.5.10. Характер виходу мастила з похилого каналу при акумулюванні тиску

Таким, чином, включення акумуляторів у систему мащення циліндрів з удосконаленими каналами забезпечує регулярне й одночасне витікання мастила із усіх крапок мащення циліндра.

Крім того, оскільки можливості для витікання мастила обумовлюються проміжками між імпульсами протитиску газів, процес уведення мастила в циліндр стає синхронізованим з поршнем.

Візуальні спостереження показали, що на постійному режимі роботи двигуна практично весь канал заповнений маслом. Дана обставина пояснюється акумулюванням порції мастила й подачею її в штуцер протягом усього періоду між нагнітальними ходами плунжера лубрикатора, близьким розташуванням до дзеркала циліндра зворотного клапана й запропонованою геометрією заклапанної порожнини.

Вихід мастила на дзеркало відбувається капельно, рис.5.10 (без викиду), відносно рівномірними порціями на всіх обертах без перерв у подачі.

Дослідженнями "Puls" системи в комбінації з акумуляторами (рис.5.7б) встановлене, що процес подачі мастила в циліндр став регулярним і не супроводжується "викидом". Вихід мастила на дзеркало виглядає у вигляді

крапель мастила, рис. 5.11 яке поступає до поверхонь тертя у двох напрямках: через галузі канавок, і частково стіканням униз під отвір.

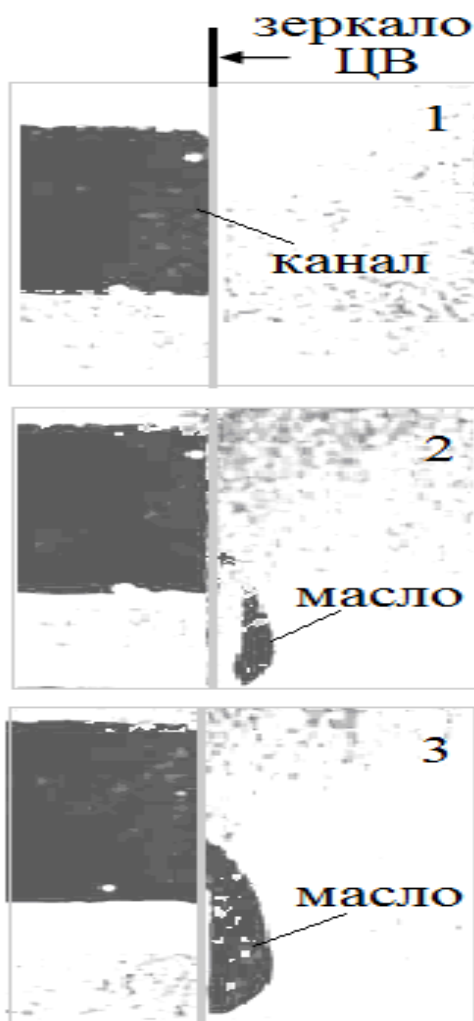


Рис.5.11. Характер витікання мастила з радіального каналу при подачі його лубрикатором "Puls" (з акумулятором тиску)

Паралельно з візуальним спостереженням і використанням швидкісної кінореєстрації проводилося осцилографування процесу мастилоподачі, яке супроводжувалося реєстрацією основних його параметрів. Спостереження за зрізом вихідного отвору й обробка осцилограм (рис.5.12) показали, що вихід мастила в циліндр (лінія M_B) відбувається регулярно, рівномірними порціями, що виходять із каналу у двох фазах на кожному оберті.

Після початку розвантаження акумулятора перша фаза перебуває в діапазоні $315 - 35^0$ п.к.в., а друга – у діапазоні $85 - 310^0$ п.к.в.

На останньому оберті циклу розвантаження акумулятора перша фаза (рис.5.13) перебуває в межах $320 - 40^0$ п.к.в., а друга – $90 - 300^0$ п.к.в. При цьому тривалість виходу мастила в циліндр у фазах першого оберту становить відповідно 90 і 215^0 п.к.в., а у фазах останнього оберту – 80 і 200^0 п.к.в.

Протягом перших фаз усіх обертів здійснюється подача 30% мастила, а протягом других фаз – близько 70%, тобто в період руху компресійних кілець нижче мастильних отворів, мастила надходить у циліндр приблизно в 2, 5 рази більше, чим при русі кілець над отворами.

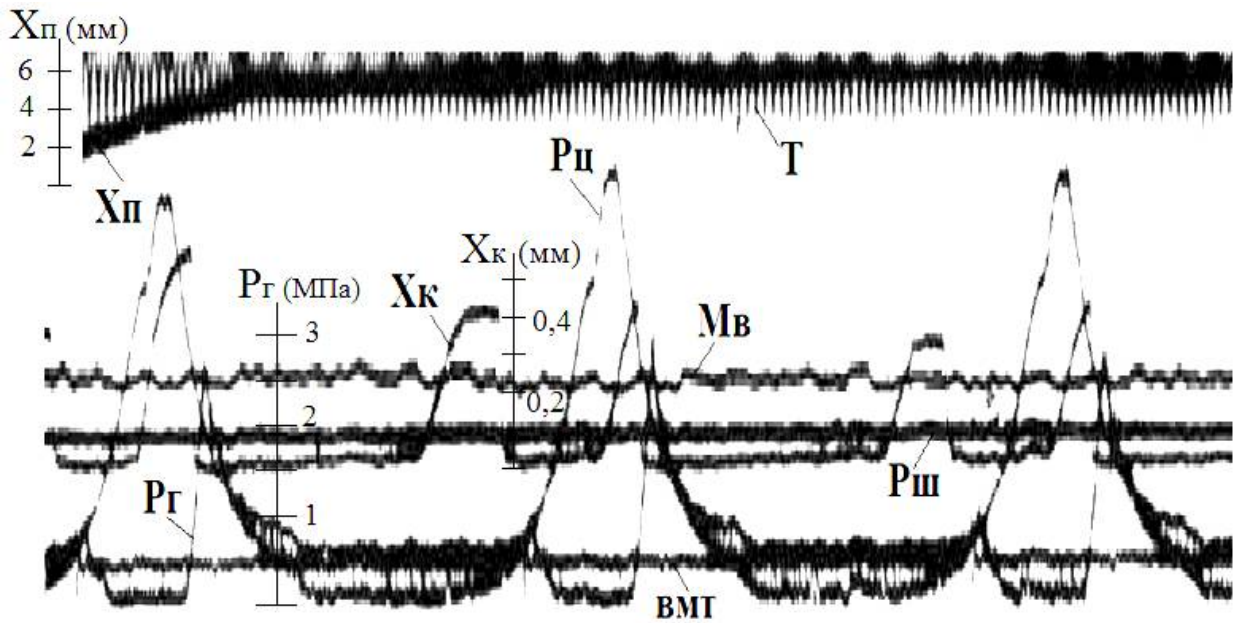


Рис.5.12. Осцилограма мастилоподачі лубрикатором "Puls" с акумулюванням тиску (початок циклу)

Слід зазначити, що застосування дроселя забезпечує регулярний вихід мастила в циліндр на всіх режимах роботи двигуна, у тому числі й на змінних. Зіставлення осцилограм роботи системи "Puls" без акумулятора й з акумулятором, наочно показує перевагу акумулювання тиску мастила в нагнітальному трубопроводі до зворотного клапана штуцера, з наступним розвантаженням акумулятора за допомогою дроселя.

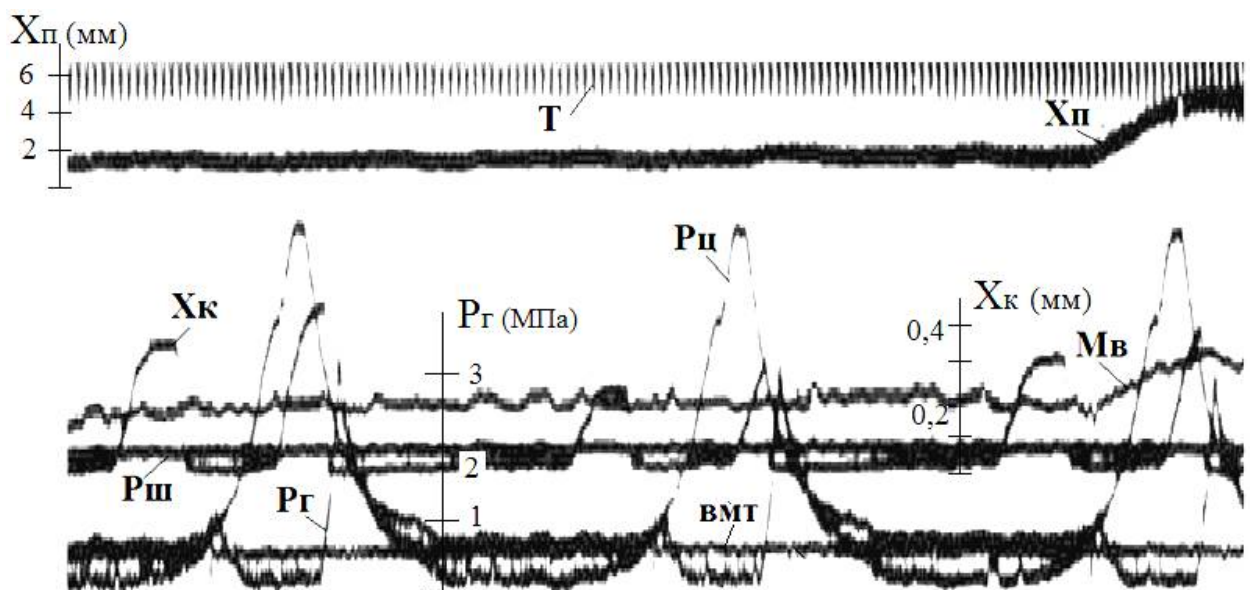


Рис.5.13. Осцилограма мастилоподачі лубрикатором "Puls" (кінець циклу)

У результаті лабораторних випробувань удосконалених конструкцій систем мащення циліндрів двигунів Wartsila типу RTA установлене, що вони забезпечують без викиду, зі значно меншими швидкостями, (рис.5.14) рівномірне й регулярне витікання мастила. Це визначає можливість зниження витрата циліндрових масел з одночасним зменшенням нагарів і зносів деталей ЦПГ.

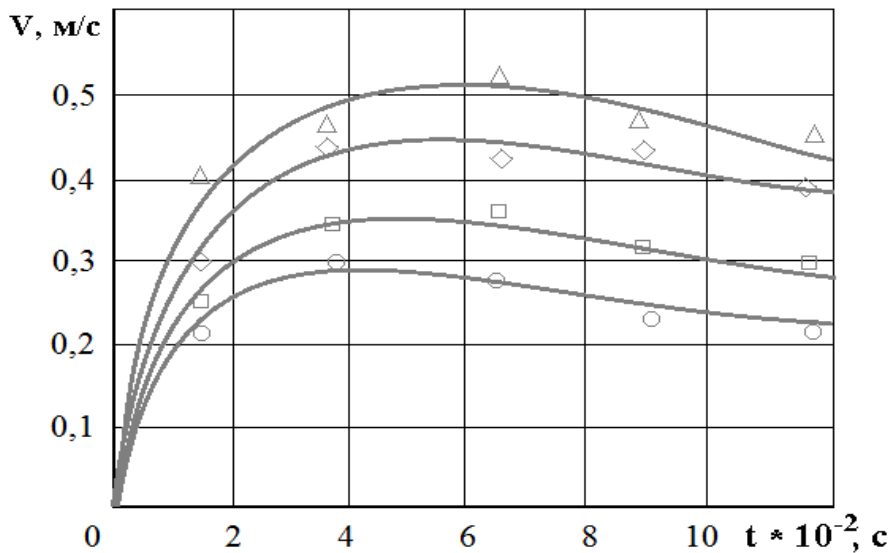


Рис.5.14. Швидкісні характеристики процесу мастилоподачі

Стендовими випробуваннями визначені зміни процесу виходу мастила в циліндр, до яких привели нові геометричні й гідравлічні характеристики елементів нагнітального тракту системи мащення.

Усунення "викиду" привело до істотного збільшення кількості мастила, що надходить безпосередньо на дзеркало циліндра. Одночасно із цим, за рахунок зміни гідравлічних характеристик каналів, в 1, 5-2 рази зросла частота й рівномірність витікання мастила на дзеркало.

Зміна профілю мастилорозподільних канавок збільшує кількість мастила, яке подається на дзеркало через канавки, що визначає істотне поліпшення рівномірності розподілу мастила по окружності циліндрової втулки.

Виконані стендові випробування вдосконалених систем мащення, дозволили оцінити якісні зміни в процесі мастилоподачі. Кількісні ж результати підвищення техніко-економічних показників роботи двигунів за рахунок удосконалювання систем, визначалися в процесі експлуатаційних випробувань.

5.4. Експлуатаційна перевірка ефективності модернізованої системи мащення

Розроблені вдосконалення мастильних пристроїв проходили експлуатаційну перевірку на двигунах RTA 3-х суден. Час роботи нових вузлів, по окремих суднах, склав від 7000 до 10000 годин, при цьому отримані результати випробувань, аналіз яких дозволив оцінити ефективність запропонованих розробок.

На т/х "Bet Fighter" головний двигун Wartsila 7RTA84T потужністю 13920 кВт при 117 хв^{-1} (максимальна тривала). Наробіток циліндрів на початок і наприкінці випробувань наведений у табл. 5.4, 5.5, а стан деталей ЦПГ показано на рис. 5.15 – 5.21.

Кількість циліндрів 7, діаметр поршня 840 мм, хід поршня 2044 мм, середній ефективний тиск 1,12 МПа, середня швидкість поршня 7,58 м/с.

Таблиця 5.4

Наробіток циліндрів т/х "Bet Fighter" на початок випробувань

№ циліндра	Наробіток циліндрової втулки, годин			
	Усього	Після моточистки	Після чищення підпоршневих	Примітка
циліндр № 1	44142	8756	1843	базовий
циліндр № 2	44142	8756	1843	експериментальний (поетапно знижена подача мастила з 1,4 до 1,0 г/кВт·г)
циліндр № 3	44142	8756	1843	експериментальний (поетапно знижена подача мастила з 1,4 до 1,0 г/кВт·г)
циліндр № 4	44142	6228	1843	базовий
циліндр № 5	44142	6228	1843	базовий
циліндр № 6	44142	8756	1843	контрольний (поетапно знижена подача мастила з 1,4 до 1,2 г/кВт·г)
циліндр № 7	44142	6228	1843	базовий

Витрата циліндрового мастила 350 – 395 л/доба.

Таблиця 5.5

Наробіток циліндрів т/х "Bet Fighter" на кінець випробувань

№ циліндра	Наробіток циліндрової втулки, годин			
	Усього	Після моточистки	Після чищення підпоршневих	Примітка
циліндр № 1	52763	8621	1427	базовий
циліндр № 2	52763	8621	1427	експериментальний
циліндр № 3	52763	8621	1427	експериментальний
циліндр № 4	52763	6254	1427	базовий
циліндр № 5	52763	6254	1427	базовий
циліндр № 6	52763	8621	1427	контрольний
циліндр № 7	52763	6254	1427	базовий

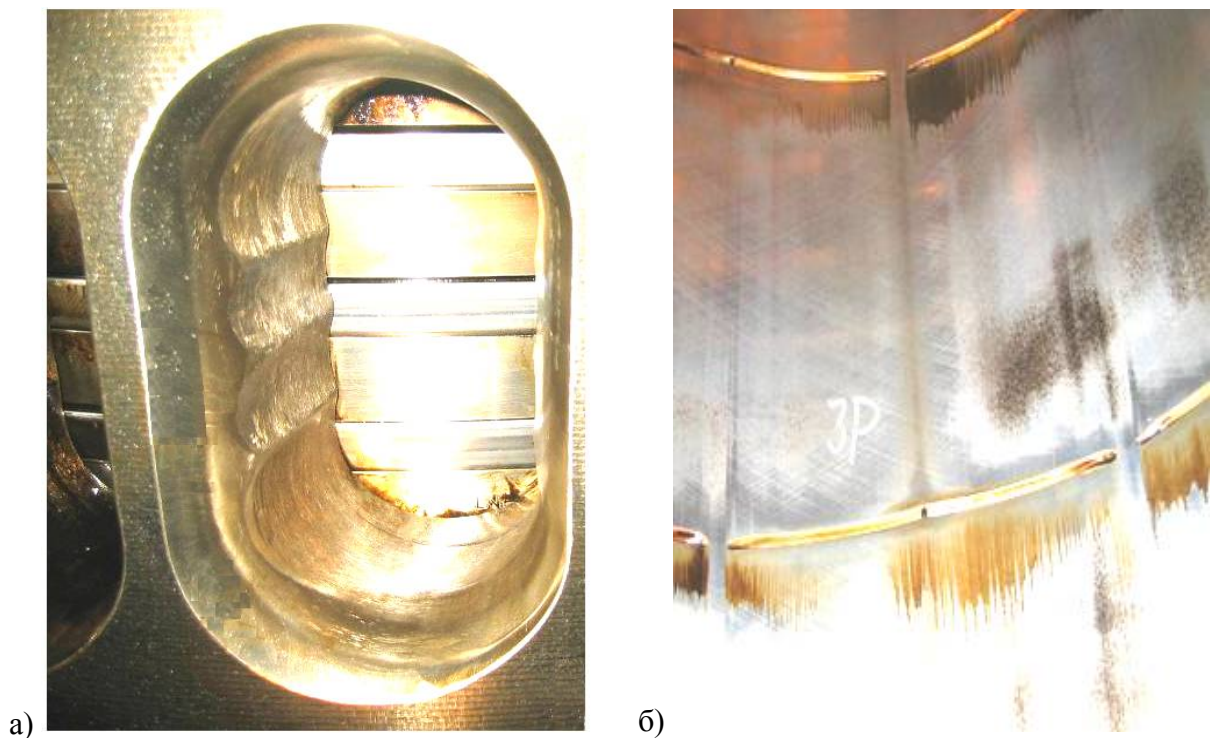


Рис.5.15. Вихідний стан деталей ЦПГ експериментального циліндра № 3:
а – поршень, кільця, вікна; б – дзеркало циліндрової втулки

Для оцінки ефективності запропонованих рішень на розкритих циліндрах (1,2,3 і 6) виконане обмірювання кілець, втулок і поршнів, а також пере-

вірка регулювання лубрикаторів на всіх циліндрах. Модернізація фірмової системи мащення циліндрів полягала в завданні вихідним ділянкам канавок штуцерів і встановленим у них блокам, що акумулюють, оптимальних геометричних характеристик, отриманих у результаті реалізації багатофакторного експерименту (розділ 5.1).

Оцінка технічного стану деталей ЦПГ здійснювалася в умовах експлуатації головних двигунів т/х "Bet Fighter" (головний двигун 7RTA84T), "Bay Ranger" і "Island Ranger" (головні двигуни 6RTA52) силами суднових екіпажів.

Випробування проводилися, з наступним розкриттям і порівняльним аналізом стану циліндрів по зношуванню кілець і втулок, а також нагарів у циліндрах.

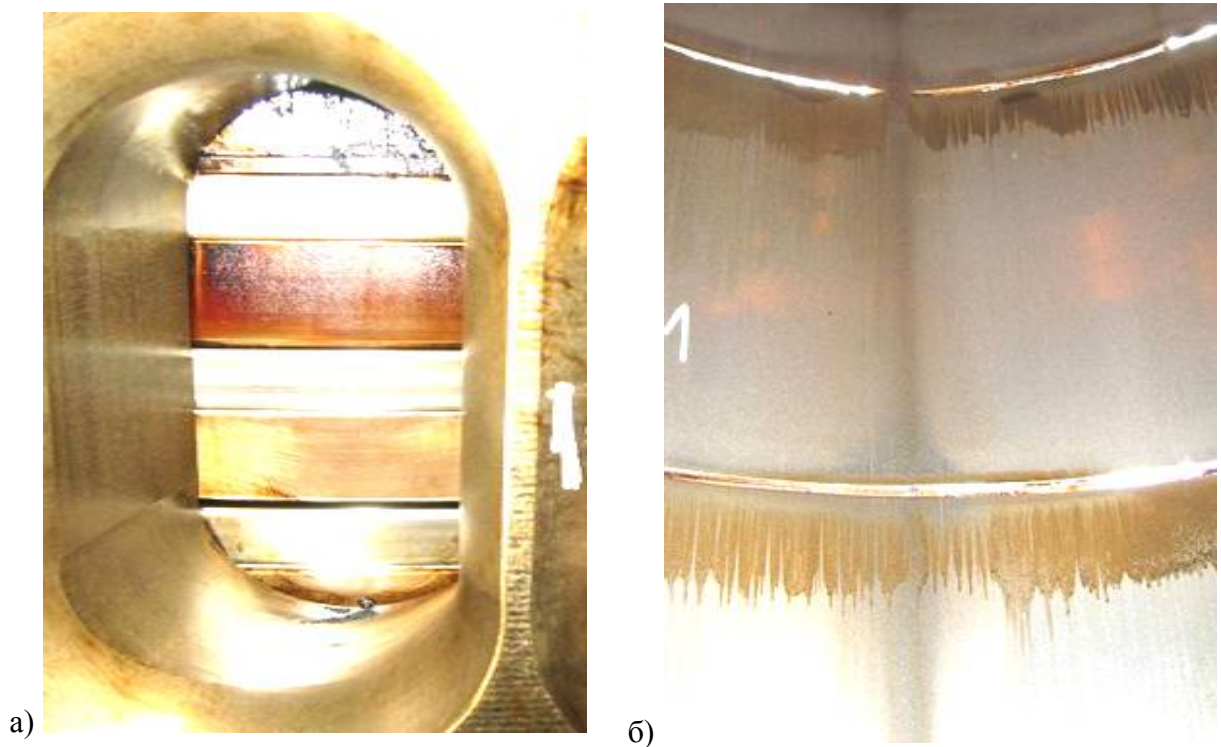


Рис.5.16. Вихідний стан деталей ЦПГ базового циліндра № 1:
а – поршень, кільця, вікна; б – дзеркало циліндрової втулки

Перед випробуванням усі циліндри були розділені на 3 групи – базову, експериментальну й контрольну. Циліндри № 2,3, обладнані вдосконаленою системою мащення (з поетапно зниженою витратою мастила з 1,4 до 1,0 г/кВт·г), становили експериментальну групу, циліндр № 6 (зі штатною систе-

мою мащення) на яким знижувалася витрата мастила з 1,4 до 1,2 г/кВт·г. був контрольним, а інші циліндри – базові.

Надалі циліндри № 2,3 двигуна працювали весь період випробувань зі зниженою витратою мастила на 30% щодо рівня встановленого в експлуатації. Увесь період випробувань головний двигун працював на паливі ДЛ, ДТ із застосуванням циліндрових масел Мобілгард - 570.

Розкриття циліндрів № 2,3 показало (рис.5.17, 5.19), що всі компресійні кільця рухливі, явно виражених рисок і натирань на дзеркалі циліндра немає. Загоряння вікон експериментальних циліндрів № 2,3, що працювали зі зниженням витрати мастила в 1, 5-2 рази нижче, ніж у базових (рис.5.21).



Рис.5.17. Стан деталей ЦПГ № 3 (експериментальний) наприкінці випробувань

Візуальний огляд деталей ЦПГ № 6 (рис.5.20) показав, що на бічній поверхні й днищі поршня є нагари, у вигляді доріжок з основою в першого кільця, розташовані напроти всіх каналів мащення. Нагар на перемичках між кільцями локалізований в одній площині з нагаром над першим кільцем. Він твердий, товщиною більше 1,5 мм. Такий нагар поширюється на перемички між 1,2 і 3 кільцями, на відміну від експериментальних циліндрів, рис.5.17 і 5.19 у яких є рівномірно розподілений, пухкий, тонкий (близько 0,2-0,5 мм)

нагар над першим і перемичці між 1 і 2 кільцями.



Рис.5.18. Стан деталей ЦПГ № 1 (базовий) наприкінці випробувань

Нижче, на перемичках між 2,3 і 4 кільцями нагар відсутній, перемички чисті добре змазані (рис.5.17).

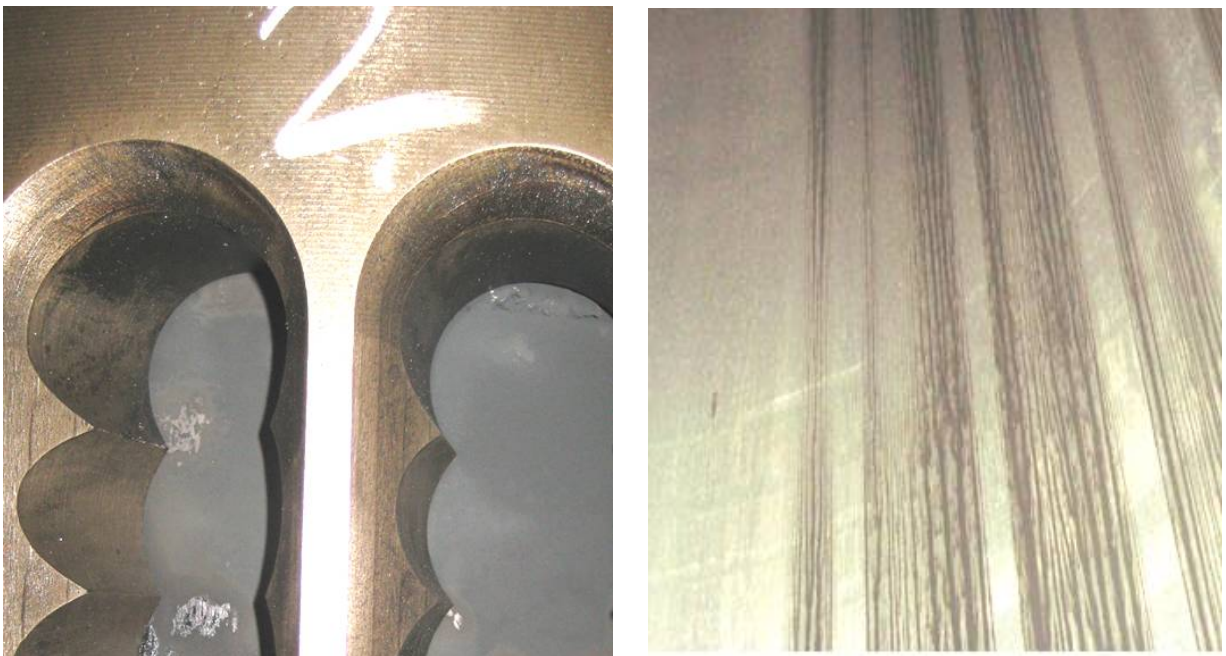


Рис.5.19. Стан деталей ЦПГ № 2 (експериментальний) наприкінці випробувань

Стан базових циліндрів № 1,4,5,7 (зі штатною системою мащення й установленим фірмою експлуатаційною витратою мастила на рівні 1,4

г/квт·г), рис.5.18, практично не відрізнялося від контрольного циліндра № 6 (рис.5.20).

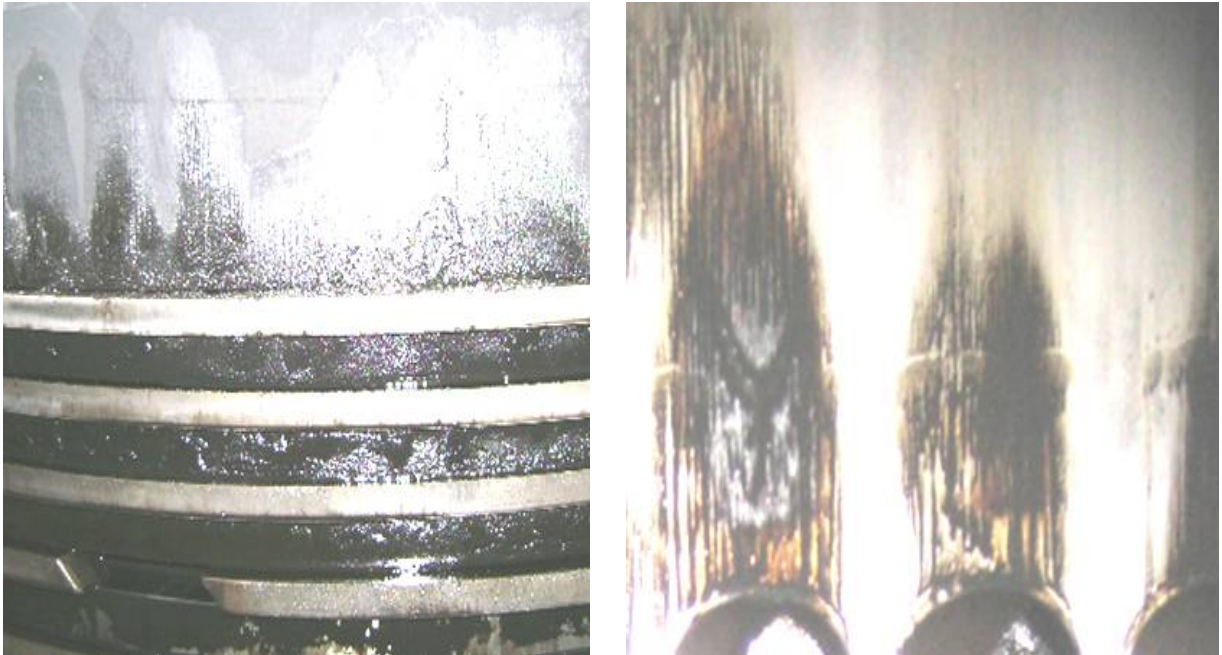


Рис.5.20. Стан деталей ЦПГ № 6 (контрольний) наприкінці випробувань

На дзеркалі базових циліндрів № 1,4,5,7 і контрольного № 6 спостерігалися вертикальні натирання (рис.5.18, 5.20), що є наслідком тертя нагару на головці поршня о дзеркало втулки.

На дзеркалі експериментальних циліндрів № 2,3 натирання відсутні, рис.5.17, 5.19.

Аналіз результатів обмірювань деталей ЦПГ показав, що середня величина зношування втулок експериментальних циліндрів по поясу максимального виробітку, у порівнянні зі зношуванням втулок базових циліндрів менше (рис.5.22):

- по ходу – в 1, 5 рази;
- по осі – в 1, 3 рази.

Зміна зазорів у замках поршневих кілець (рис.5.23) відрізняється:

- по першій кільцю – в 1, 8 рази;
- по комплекту кілець – в 1, 6 рази.



Рис.5.21. Нагари на деталях ЦПГ № 3 (експериментальний) і № 7 (базовий)

Втрата ваги перших компресійних кілець базових циліндрів в 1, 9 рази, а комплекту кілець – в 1, 6 рази більше, чим в експериментальних № 2,3.

Експлуатація двигунів 6RTA52 т/х "Bay Ranger" і "Island Ranger" на 5-ти циліндрах яких (3 і 2 відповідно), установлені вдосконалення, описані вище, також підтверджують їхню ефективність. Поряд с вдосконаленнями на цих двигунах коректувались нагнітальні ходи плунжерів лубрикаторів в сторону дроблення ходу на декілька етапів з метою збільшення рівномірності мастилоподачі від оберту до оберту, за рахунок підтримання в системі практично постійного тиску.

За період експлуатації вдосконалень (більш 10000 годин) головні двигуни цих суден працювали на різних сортах палива й в основному на мазуті, із застосуванням циліндрових масел "Шелл - Аллексія" і "Мобілгард".

При розкритті циліндрів було відзначене зникнення слідів закидання мастила на головку поршня й вертикальних натирань на дзеркалі циліндра, що проходять через крапки мащення, а також істотне зниження загоряння вікон і зменшення відкладань у підпоршневому просторі.

Величина зношування втулок експериментальних циліндрів у порівнянні з базовими циліндрами, також значно нижче. Наприклад, по поясу максимального виробітку зношування відрізняється на 20%.

Слід зазначити, що наведеними результатами не вичерпується весь резерв поліпшення стану циліндрів і показників роботи двигуна, а також економії циліндрових масел. Це пояснюється особливостями стану ЦПГ цих двигунів (інтенсивні зноси кепів, натирання на дзеркалі й ін.) і необхідністю у зв'язку із цим зниження витрати мастила етапами, у результаті яких по сумі аналізованих показників повинен бути виявлений найбільш економічний рівень витрати мастила.

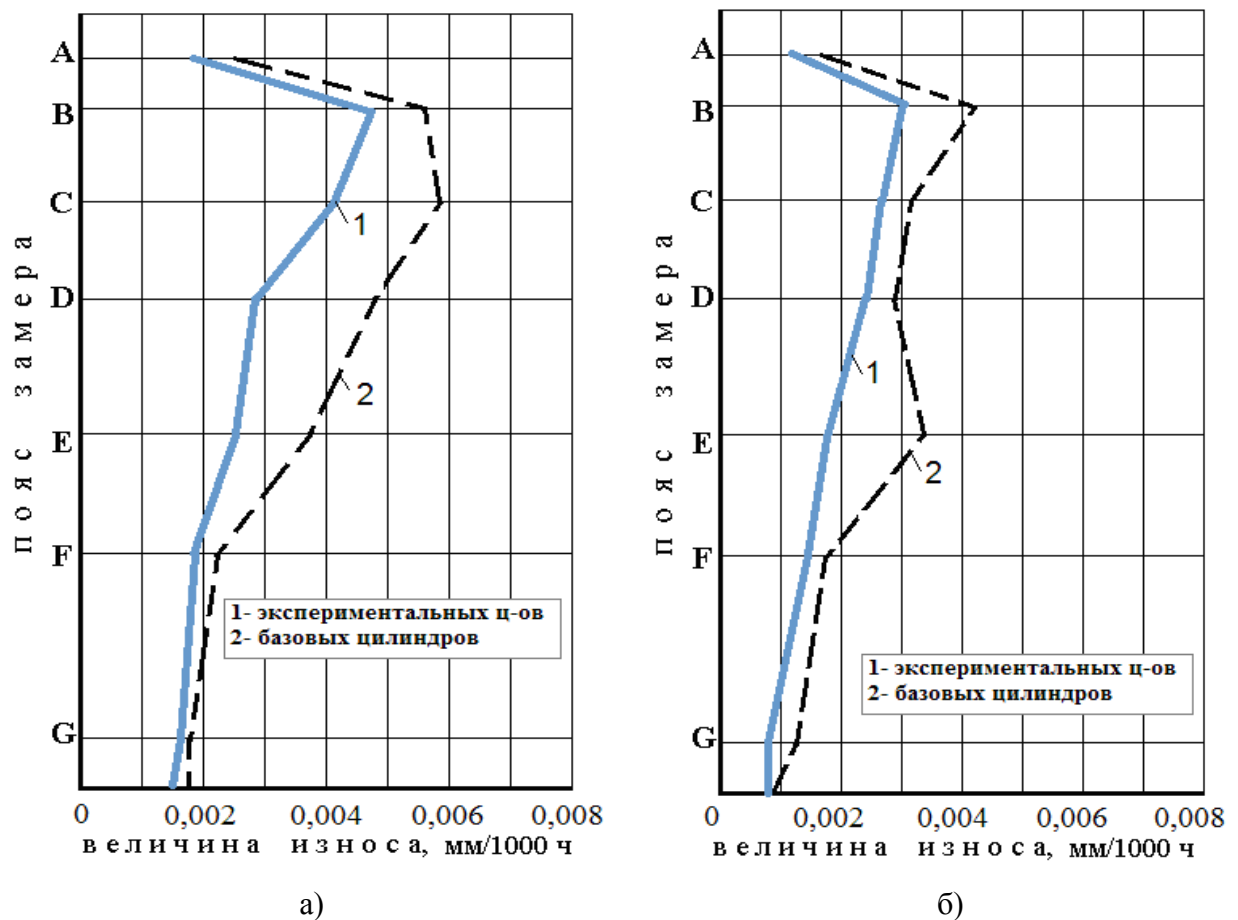


Рис.5.22. Характер зношування циліндрових втулок:
а) – у напрямку вимірів по осі; б) – у напрямку вимірів по ходу

Таким чином, наведені результати експлуатаційних випробувань показують, що вдосконаленням систем мащення циліндрів забезпечується істотне зниження зносу дорогих деталей ЦПГ, при значнім одночаснім скороченні витрати дефіцитних циліндрових масел, що обумовлює підвищення техніко-економічних показників роботи двигуна в цілому.

Експлуатаційні випробування показали, що вдосконалювання процесів і систем мастилоподачі забезпечує зниження на 30% витрати циліндрового мастила, в 1,5 - 2 рази зменшує нагаровідкладення в циліндрі й в 1,2-1,4 рази – зноси деталей ЦПГ а, отже, є ефективним напрямком підвищення техніко-економічних показників роботи суднових ДВЗ.

Результатами експлуатаційних випробувань оформлені відповідними актами (див. додаток Г), які підтверджують ефективність розроблених удосконалених систем мащення циліндрів суднових двигунів.

5.5. Висновки до п'ятого розділу

1. Встановлено, що стабільність плівки мастила на поверхнях тертя деталей ЦПГ забезпечується постійним тиском в лубрикаторній системі, який створюється при наступних гідравлічних і геометричних характеристиках: однаковій жорсткості пружин клапана штуцера і акумулятора об'єму мастила, при зусиллях пружин рівних тиску продувного повітря ДВЗ; розміри каналу дроселя, які забезпечують оптимальний опір на виході із системи мащення, для розглянутих ДВЗ, знаходяться в інтервалі 1,5...2 мм;

2. На підставі виконаних досліджень розроблені вдосконалені пристрої для довгоходових дизелів Wartsila, що дозволяють значно поліпшити процес мастилоподачі за рахунок усунення "викиду", збільшення регулярності виходу мастила в циліндр і рівномірності його розподілу по дзеркалу;

3. Експлуатаційними випробуваннями встановлене, що вдосконалювання процесу мастилоподачі, забезпечує зниження на 30% витрати циліндрового мастила, в 2 рази зменшує нагаровідкладення в циліндрі і в 1,4 рази зноси деталей ЦПГ, а отже є ефективним напрямком підвищення техніко-економічних показників роботи суднових довгоходових ДВЗ;

4. Економічний ефект від використання розробок, в розрахунку на одне судно із двигуном RTA, складає 22...35 тис. USD на рік в залежності від потужності двигуна.

ВИСНОВКИ

Дисертаційне дослідження містить теоретичне узагальнення і нове вирішення задачі підвищення ефективності процесу подачі мастила в циліндри судових ДВЗ шляхом розробки нового *способу* мащення, *який відрізняється тим*, що для забезпечення стабільної і рівномірної плівки мастила на поверхнях його контакту з деталями ЦПГ, в штуцері лубрикатора підтримується постійний тиск, який створюється за рахунок однакової жорсткості пружин клапана штуцера і акумулятора об'єму мастила та їх зусиль рівних тиску продувного повітря ДВЗ, а також оптимальних розмірів (1,5...2 мм) каналу дроселя штуцера. Розроблений спосіб було реалізовано в технічному рішенні яке пройшло експлуатаційну перевірку на судових двигунах.

Основні наукові положення і результати, які визначають наукову новизну й практичну цінність дисертаційної роботи, полягають у наступному.

1. Вперше вирішена задача оптимізації характеристик процесу мащення циліндрів ДВЗ, для забезпечення рівномірного розподілу мастила по поверхні його контакту з деталями ЦПГ, враховуючи весь комплекс явищ, що відбуваються у гідравлічному тракті лубрикаторної системи.

2. Дослідження впливу гідравлічних та геометричних характеристик лубрикаторної системи на ефективність її роботи виявили, що існуючий в досліджуваних ДВЗ імпульсний характер тиску в системі мащення обумовлює подачу мастила на дзеркало циліндра тільки на перших 2...3 обертах колінчастого вала двигуна, зі значною (1,5...2,5 м/с) швидкістю та з послідовними перервами в подачі протягом 2...6 обертів, що обумовлює значну нерівномірність подачі мастила і призводить до нестабільності його плівки на поверхні циліндрової втулки.

3. В результаті досліджень роботи лубрикаторної системи в експлуатаційних умовах встановлено, що процес подачі мастила супроводжується різким, імпульсним характером розвантаження каналів системи від тиску сформованого ходом плунжера ("викидом") значної частини мастила в порожнину

циліндра. Це обумовлює прямі втрати циліндрових мастил і появу додаткового джерела нагаровідкладень. Мастило, що залишилося в каналі після "викиду" надходить на дзеркало зі значними перервами й повз канавки, що не сприяє його розподілу в циліндрі й обумовлює скидання у вікна, підпоршневий простір, а також віднесення мастила із продувним повітрям.

4. Розроблені математична модель руху робочої рідини в лубрикаторній системі, алгоритм чисельного рішення та програма розрахунків витрат і швидкостей мастила на протязі циклу мастилоподачі, забезпечують можливість знаходити зв'язки і закономірності процесу мащення, раціонально організувати розподіл мастила по дзеркалу циліндра, забезпечуючи тим самим підвищення ефективності роботи системи.

5. Отримали подальший розвиток методи експериментальних досліджень лубрикаторних систем суднових ДВЗ в експлуатаційних умовах, в частині визначення основних взаємозв'язків режимів подачі мастила в циліндр із геометрією нагнітального тракту системи мащення, що дозволяє оцінювати ефективність роботи.

6. Результати досліджень процесу подачі мастила в циліндри суднових двигунів, методика, програми розрахунків й засоби випробувань впроваджені в навчальний процес та науково-дослідну роботу НУ"ОМА", а вдосконалені вузли систем мащення циліндрів на головних двигунах Wartsila 7RTA84T т/х "Bet Fighter", 6RTA52 т/х "Bay Ranger" і 6RTA52 т/х "Island Ranger". Передбачуваний економічний ефект від використання розробок, в розрахунку на одне судно із двигуном RTA, за прогнозами судновласника, складе від 22 тис. до 45 тис. USD на рік в залежності від потужності двигуна, що підтверджується відповідними актами.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Авторское свидетельство №1060804. Стенд для испытания впрыскивающей аппаратуры/ авт. изобрет. А.С. Пилюгин, В.М. Богач.- Заявл.17.08.82, №3481987/06; Оpubл. в Б.И., 1983, №46.
2. Авторское свидетельство №1562482. Система смазки цилиндров двигателя/ авт. изобрет. А.С. Пилюгин, В.М. Богач, В.А. Бузовский, Ю.Н. Довиденко. Заявл.08.01.90г.
3. Адлер О.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/О.П.Адлер,Е.В.Маркова,Ю.В.Грановский.–М.:Наука,1976.–180 с.
4. Алексеенко А.Ф. Регулировка и улучшение условий смазки двигателя 6ДКРН74/160 / А.Ф. Алексеенко // Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация.–М.: ЦБНТИ, ММФ,1980.- Вып. 2(480). с.13-22.
5. Алифиров В.А. Дизель без лубрикатора / В.А. Алифиров // Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация.–М.: ЦБНТИ, ММФ,1977.- Вып. 4(416). с.28-38.
6. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль. - М.: стройиздат, 1987. – 414 с.
7. Антонов А. В. Системный анализ: учебник для вузов / А. В. Антонов. – М. : Высшая школа, 2004. – 454 с.
8. Баранник В.А. Энергетическая стратегия Украины в ракурсе перспективы развития мировых рынков энергетических ресурсов / В.А. Баранник // Энергетическая политика Украины. – 2003. - №6. – С.28-31.
9. Бэтчерол Дж. Введение в динамику жидкости / Дж. Бетчерол. – М.: Мир, 1973. – 774 с.
10. Белоусов, Е. В. Влияние на рабочий процесс среднеоборотного судового дизеля путем впрыска воды в рабочий цилиндр / Е. В. Белоусов, М. С. Агеев, В. И. Свиридов // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. - № 1. - С. 40-43.
11. Белоусов, Е. В. Новые подходы в организации рабочих процессов в судовых четырёхтактных двигателях / Е. В. Белоусов, Т. П. Белоусова // Науковий вісник херсонської державної морської академії. - Херсон: ХДМА, 2012, - № 2 (7). - С. 17-25.
12. Белоусов Е. В. Топливные системы современных судовых дизелей: учебное пособие / Е. В. Белоусов. - Херсон: ХГМА, 2014. - 268 с.
13. Богач В.М. Влияние геометрии маслоподводящих каналов на процесс истечения масла в цилиндры судовых ДВС: дисс. ... канд. техн. наук / В.М. Богач – Одесса: 1986. – 162 с.

14. Богач В.М. Выбор имитационной модели процесса маслоподачи в цилиндры СДВС / В.М. Богач, А.А. Задорожный, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки: науч. – техн. сб. – 2002. – Вып. 7. Одесса: ОНМА. – С. 12-17.
15. Богач В.М. Оптимальні умови надходження масла до циліндрів суднових двигунів / В.М. Богач, А.А. Задорожный // Судовые энергетические установки: науч. – техн. сб. – 2003.–Вып. 8.–Одесса: ОНМА. – С. 67-73.
16. Богач В.М. Исследование маслоподачи в цилиндры двигателей B&W / В.М. Богач, А.А. Задорожный А.В. Богач // Судовые энергетические установки: науч.– техн. сб.–2004. – Вып. 10 – Одесса: ОНМА.– С.14-23.
17. Богач В.М. Экспериментальный стенд и методика исследований систем смазывания цилиндров СДВС / В.М. Богач, А.А. Задорожный, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки: науч. – техн. сб. – 2005. – Вып. 12. – Одесса: ОНМА. – С. 17-27.
18. Богач В.М. Особенности процесса истечения масла в цилиндры судовых дизелей MAN-B&W/ В.М. Богач, А.А. Задорожный, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2005.- Вып. 14.- Одесса: ОНМА.- С.116-126.
19. Богач В.М. Прогнозирование условий маслоподачи в цилиндры судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.А. Задорожный // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2006.- Вып. 15- Одесса: ОНМА.- С.10-16.
20. Богач В.М. Истечение масла из смещенных каналов в цилиндры длинноходовых СДВС / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2006.- Вып. 17- Одесса: ОНМА.- С.38-46.
21. Богач В.М. Повышение эффективности эксплуатации лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.А. Задорожный, А.Н. Шебанов // Матеріали Міжнародної наукової та науково-методичної конференції «Сучасні проблеми суднової енергетики 2006» - Одесса: ОНМА. 2006 - С. 26-29.
22. Богач В.М. Эксплуатационные показатели эффективности лубрикаторных систем судовых дизелей / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, И.Д. Колиев, Ю.И. Журавлев // Судовые энергетические установки: науч.- техн.сб.- 2007.- Вып. 19.- Одесса: ОНМА.- С. 10-22.
23. Богач В.М. Повышение эксплуатационной эффективности судовых технических устройств/ В.М. Богач, А.Н. Шебанов, А.В. Сотников // Судовые энергетические установки: науч.- техн.сб.- 2007.- № 20. - Одесса: ОНМА. - С.30-38.

24. Богач В.М. Исследование процесса подачи масла в цилиндры двигателей РТА «Зульцер» / В.М. Богач, А.Н. Шебанов, // Матеріали Міжнародної наукової та науково-методичної конференції «Сучасні проблеми суднової енергетики 2007» - Одесса: ОНМА. 2007-С. 20-21.
25. Богач В.М. Исследование режимов смазывания деталей ЦПГ в эксплуатационных условиях / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Матеріали III Міжнародної науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки і системи: експлуатація та ремонт» - Одесса: ОНМА, 2009 - С. 107-108.
26. Богач В.М. Исследование работы лубрикаторной системы в эксплуатационных условиях / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. - 2009. - № 24. - Одесса: ОНМА. - С. 52-59.
27. Богач В.М. Эффективность электронной системы смазывания цилиндров «PULS» / В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2011. - № 28. - Одесса: ОНМА.
28. Богач В.М. Повышение эффективности систем смазывания цилиндров при эксплуатации судовых дизелей / В.М. Богач, В.А. Бузовский, А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт» - Одесса: ОНМА, 2012 - С. 64-65.
29. Богач В.М. Моделирование процессов смазывания сопряжений ЦПГ при эксплуатации судовых дизелей / В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб.–2012.-№ 29. - Одесса: ОНМА.
30. Богач В.М. Исследование процесса маслоподачи двухрядной системой “Puls” без аккумуляирования давления масла / В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Альманах современной науки и образования. №8(98) 2015 – Тамбов.- С.28-32.
31. Богач В.М. Эксплуатационная проверка эффективности модернизированной системы смазывания цилиндров двигателей РТА/ В.М. Богач, А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2016.- Вып. 36 - Одесса: ОНМА. - С.41-49.
32. Большаков В.Ф. Применение топлив и масел в судовых дизелях / В.Ф. Большаков, Л.Г. Гинзбург - М.: Транспорт, 1976. – 314 с.
33. Большаков В.Ф. Судовые малооборотные дизели / В.Ф. Большаков, Л.Г. Гинзбург - Л.: Судостроение, 1971. – 191 с.
34. Васькевич Ф. А. Двигатели внутреннего сгорания. Теория, эксплуатация, обслуживание / Ф. А. Васькевич.–Новороссийск, МГА, 2009.–266 с.
35. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей / И.В. Возницкий - Санкт-Петербург: Судостроение, 2002.-132с.

36. Германский патент № DE 101 12 691 зарег. 16.03.2001 " Контроль расхода цилиндрического масла в зависимости от содержания серы в топливе ". <http://www.man-nutzfahrzeuge.de>.
37. Гинзбург Л.Г. Исследование влияния качества цилиндрического масла и его дозировки на износы ЦПГ СДВС при их эксплуатации на высокосернистых топливах: дисс. ... канд. техн. наук / Л.Г. Гинзбург - Ленинград: 1967.–162 с.
38. Гинзбург Л.Г. Исследование подачи масла в цилиндры малооборотного дизеля / Л.Г. Гинзбург - Л.: Транспорт, Труды ЦНИИМФ, 1965, вып.68, с. 16-34.
39. Гинзбург Л.Г. Определение дозировки цилиндрического масла при работе малооборотного судового дизеля на сернистом топливе / Л.Г. Гинзбург, Г.Л. Виноградов, Л.А. Дерюгина - Л.: Морской транспорт, Труды ЦНИИМФ, 1968, вып.90, с. 55-58.
40. Гловацкий Г.С. Организация и динамика процесса подачи цилиндрического масла двигателей MAN K8Z70/120E / Г.С. Гловацкий // Техническая эксплуатация флота. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1978, №17(453), с. 8-11.
41. Голиков В. В. Системный подход к проблеме безопасного управления судном / Голиков В. В // Судовождение. – Одесса. – 2010. – Вып. 17. – С. 51-58.
42. Гулин Е.И. Справочник по горюче-смазочным материалам в судовой технике / Е.И. Гулин, В.А. Сомов, И.М. Чечот - Л.: Судостроение, 1981, 320 с.
43. Гундорин Б.К. Влияние фаз геометрической подачи и предварительной затяжки пружины обратного клапана на процесс маслоподачи в цилиндр дизеля 6ДР30/50 / Б.К. Гундорин // Научно-технический сборник. – Судовые машины и механизмы. Одесский институт инженеров морского флота, 1967, вып.VI, с.– 44-51.
44. Гундорин Б.К. Исследование и расчет динамики процесса маслоподачи в судовых дизелях: дисс. ... канд. техн. наук / Б.К. Гундорин – Одесса: 1970. – 154 с.
45. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы / Г.Б. Двайт - М.: Наука, 1983. – 176 с.
46. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке / Н. Джонсон, Ф. Лион // Методы обработки данных. Пер. с англ. – М.: Мир, 1980. – 610 с.
47. Дмитриевский Е.В. Исследование процессов смазки и долговечности цилиндро-поршневой группы судовых малооборотных дизелей: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / Е.В. Дмитриевский – Одесса: 1975.–25 с.

48. Емельянов М. Д. Анализ повреждаемости главных судовых дизелей / М. Д. Емельянов. – Двигателестроение, № 3 (245), 2011. – С. 35–39.
49. Ермаков С.М. Математическая теория оптимального эксперимента / С.М. Ермаков, А.А. Жиглявский // Учеб. пособие. – М.: Наука. Гл. ред. физ. – мат. лит., 1987. – 320 с.
50. Завиша В.В. Усовершенствование системы смазки цилиндров судового малооборотного дизеля / В.В. Завиша, В.С. Митрохин // Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1977, № 4 (416), с.3-12.
51. Захаров Г. В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок / Г. В. Захаров. – М. : Транслит, 2009. – 256 с.
52. Камкин СВ. Эксплуатация судовых дизелей / С.В. Камкин, И.В. Возницкий, В.П. Шмелёв - М.: Транспорт, 1990. - 344 с.
53. Капарьянц А.А. Некоторые вопросы гидродинамики лубрикаторной смазки цилиндров малооборотных судовых дизелей / А.А. Капарьянц, А.С. Пилюгин // Энергомашиностроение, 1975, №4, с. 30-32.
54. Козьминых А. В. Основы системного анализа судовых энергетических установок: учебное пособие / А. В. Козьминых. – Одесса : ОГМА, 2000. – 192 с.
55. Корнилов Э. В. Аварии и аварийные повреждения судовых дизелей / Э. В. Корнилов, П. В. Бойко. – Одесса: Феникс, 2010. – 272 с.
56. Конкс Г. А. Мировое судовое дизелестроение.: концепции конструирования, анализ международного опыта / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. – М. : Машиностроение, 2005. – 512 с.
57. Кошляков Н.С. Уравнения в частных производных математической физики / Н.С. Кошляков, З.В. Глинер, Н.М. Смирнов - М.: Высшая школа, 1970. – 710 с.
58. Кринецкий И.И. Основы научных исследований / И.И. Кринецкий - Киев – Одесса: Вища школа, 1981. – 207 с.
59. Крутов В.И. Основы научных исследований / В.И. Крутов, И.М. Грушко, В.В. Попов // Учеб. для техн. вузов. – М.: Высш. шк., 1989. – 400 с.
60. Лебедев Н.Н. Специальные функции и их приложения / Н.Н. Лебедев - М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1953.– 340 с.
61. Леонтьев В.П. Новейшая энциклопедия персонального компьютера / В.П. Леонтьев - М.: ОЛМА-ПРЕСС, 2002. – 920 с.
62. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский - М.: Наука, 1970.–904 с.

63. Малахов Н.Д. Эксплуатация дизелей типа "Бурмейстер и Вайн" / Н.Д. Малахов - М.: Транспорт, 1969, - 91 с.
64. Малиновский М. А. Обеспечение надежности судовых дизелей на эксплуатационных и особых режимах работы / М. А. Малиновский, А. А. Фока, В. И. Долинский. – Одесса : Феникс, 2007. – 152 с.
65. Малиновский М.А. Краткий справочник судового механика (Техническое использование судовых дизелей) / М.А. Малиновский, А.А. Фока, В.И. Долинский - Одесса: Маяк, 1987. - 168 с.
66. Мельник Г. В. Развитие двигателестроения за рубежом (по материалам конгресса СИМАС 2013) / Г. В. Мельник // Двигателестроение. – 2013. – № 3. – С. 39-53.
67. Мирющенко А.А. К вопросу смазки цилиндров судовых маслооборотных дизелей ФИАТ / А.А. Мирющенко, А.С. Пилюгин // Техническая эксплуатация флота: Техничко – экономическая информация. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1971, № 6 (236), с.11-18.
68. Мирющенко А.А. Процесс подачи масла в цилиндры судовых дизелей / А.А. Мирющенко, С.С. Чухриенко // Морской флот, 1969, № 4, с. 23.
69. Мирющенко А.А. Недостатки систем цилиндровой смазки судовых дизелей / А.А. Мирющенко, С.С. Чухриенко, А.С. Пилюгин // Техническая эксплуатация флота. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1970, №3(203), с. 3-11.
70. Мирющенко А.А. Регулирование процесса подачи масла в цилиндры судового малооборотного дизеля / А.А. Мирющенко, С.С. Чухриенко, А.С. Пилюгин //Известия ВУЗов.Машиностроение, 1971, №10, с.108-111.
71. Митрохин В.С. Исследование влияния лубрикаторных систем и гидродинамики маслопроводов на технико - экономическую эффективность работы малооборотного дизеля: автореф. дис. ... канд. техн. наук. / В.С. Митрохин – Одесса: 1982. – 24 с.
72. Митрохин В.С. Теоретическое исследование гидродинамики истечения масла в цилиндр малооборотного дизеля / В.С. Митрохин, В.Ф. Витюк// Одесса, 1980. – 10 с. Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 24 сент. 1980, №618.
73. Михайлов В.И. Планирование эксперимента в судостроении / В.И. Михайлов, К.М. Феодосов - Л.: Судостроение, 1978. – 159 с.
74. Миронов В.И. Особенности развития судостроения в Украине / В.И. Миронов // 36. наук. пр. Укр. держ. морськ. ун-ту. - Миколаїв, 2003. - С. 12-19.
75. Морозов Г.А. Очистка масел в дизелях / Г.А. Морозов, О.М. Арциомов - Л.: Машиностроение, 1971. – 112 с.

76. Нечаев Ю.И. Основы научных исследований / Ю.И. Нечаев - Киев – Одесса: Вища школа. Головное изд-во, 1983. – 160 с.
77. Носовский А. Н. Основы эксплуатации судовых энергетических установок / А. Н. Носовский. – Николаев : Изд-во НКИ, 2010. –384 с.
78. Олдер Б. Вычислительные методы в гидромеханике / Б. Олдер, С. Фернбах, М. Ротенберг. – М.: Мир, 1967. – 384 с.
79. Павленко В.Г. Математические методы обработки экспериментальных данных: Пособие для инженеров, аспирантов и научных работников / В.Г. Павленко, О.И. Гордеев - Новосибирск, 1972. – 138 с.
80. Пальчевский Б.А. Научное исследование: объект направление, метод / Б.А. Пальчевский - Львов: Вища школа, 1979. - 180 с.
81. Пахомов Ю. А. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания / Ю. А. Пахомов. – М. : ТрансЛит, 2007. – 528 с.
82. Пикман А.Р. Исследование и снижение расхода масла в высокооборотных дизелях: автореф. дис. ... докт. техн. наук. / А.Р. Пикман – Одесса: 1980. – 42 с.
83. Пилюгин А.С. Аккумуляторная система смазки цилиндров / А.С. Пилюгин // Морской флот, 1977, №6, с.47-49.
84. Пилюгин А.С. Исследование систем и процессов подачи масла в цилиндры малооборотных судовых дизелей: дисс. ... канд. техн. наук / А.С. Пилюгин – Одесса: 1972. – 168 с.
85. Пилюгин А.С. К определению действительного момента истечения масла в цилиндр малооборотного дизеля / А.С. Пилюгин // Энергомашиностроение. 1978, №3, с.43-44.
86. Пилюгин А.С. Механизм процесса истечения масла в цилиндры малооборотных дизелей / А.С. Пилюгин // Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация.–М.:ЦБНТИ,ММФ,1971,№33(263),с.3-11.
87. Пилюгин А.С. О процессах истечения масла в цилиндры малооборотных судовых дизелей / А.С. Пилюгин // Техническая эксплуатация флота: Техничко – экономическая информация. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1971, №18 (248), с.3-9.
88. Пилюгин А.С. Подача масла в цилиндры малооборотных дизелей Бурмейстер и Вайн / А.С. Пилюгин // Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация.–М.: ЦБНТИ, ММФ, 1973, №18 (314), с.23-29.
89. Пилюгин А.С. Предкамерная подача масла в цилиндр малооборотного дизеля / А.С. Пилюгин // Двигатели внутреннего сгорания: Реф. сборник. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1977, №15, с.1-6.

90. Пилюгин А.С. Техничко - экономическая эффективность усовершенствованных систем смазки цилиндров судовых малооборотных дизелей / А.С. Пилюгин, В.А. Бузовский // Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1980, №11(495), с.2-7.
91. Пилюгин А.С. Способы и устройства для улучшения смазки цилиндров малооборотных судовых дизелей / А.С. Пилюгин, А.А. Даценко, В.С. Митрохин // Техническая эксплуатация флота: Экспресс- информация.– М.: ЦБНТИ, ММФ, 1974, №31, с.15-22.
92. Пилюгин А.С. Характеристики истечения масла в цилиндры малооборотных дизелей / А.С. Пилюгин, В.В. Завиша // Техническая эксплуатация флота. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1972, №3(267), с. 3-15.
93. Пилюгин А.С. О подаче масла в цилиндры судовых малооборотных дизелей / А.С. Пилюгин, А.А. Каспарьянц // Рыбное хозяйство, 1972, № 5, с. 27-30.
94. Пилюгин А.С. Влияние конструкции элементов лубрикаторных систем на износ и нагарообразования в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания / А.С. Пилюгин, А.А. Мирющенко, С.С. Чухриенко // Техническая эксплуатация флота: Техничко – экономическая информация. – М.: ЦБНТИ, ММФ, 1971, №8(238), с.3-13.
95. Пилюгин А.С. Некоторые технико-экономические показатели эксплуатационной проверки усовершенствованной системы смазки цилиндров малооборотных дизелей типа 9RD90 "Зульцер" / А.С. Пилюгин, В.С. Митрохин // Техническая эксплуатация флота: Экспресс-информация.– М.: ЦБНТИ, ММФ, 1977, №4(416), с.12-26.
96. Пилюгин А.С. Усовершенствование системы смазки цилиндров на дизелях "Зульцер" / А.С. Пилюгин, В.С. Митрохин // Морской флот, 1975, №3, с.10-12.
97. Пилюгин А.С. Возможности осциллографирования подачи масла в цилиндры судовых малооборотных дизелей / А.С. Пилюгин, В.М. Богач // Двигатели внутреннего сгорания: Экспресс-информация. – М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1985, 4-85-38. с.3-9.
98. Пилюгин А.С. Недостатки лубрикаторной подачи масла в цилиндры тронковых дизелей / А.С. Пилюгин, В.М. Богач // Сборник трудов ЛВИМУ. Л.: ЛВИМУ, 1985.
99. Пилюгин А.С. Взаимосвязь геометрии маслоподводящих устройств с процессами истечения масла в цилиндры дизелей. – Двигатели внутреннего сгорания: Экспресс-информация / А.С. Пилюгин, В.М. Богач // Двигатели внутреннего сгорания: Экспресс-информация. – М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1982, 4-82-19. с.4-10.

100. Пилюгин А.С. Усовершенствование маслоподводящих устройств тронковых двигателей "Зульцер" и "Русский дизель" / А.С. Пилюгин, В.М. Богач // Техническая эксплуатация флота: Экспресс – информация. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1983, №10(558).
101. Пилюгин А.С. Особенности и пути усовершенствования нагнетательно-го тракта лубрикаторной системы и процесса подачи масла в цилиндры малооборотных дизелей фирмы MAN / А.С. Пилюгин, В.М. Богач, В.И. Захаров // Техническая эксплуатация флота: Экспресс – информация. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1984, №19 (591), с.13-23.
102. Пилюгин А.С. Система смазки цилиндров судовых дизелей с газовым управлением подачи масла / А.С. Пилюгин, В.М. Богач, В.А. Бузовский // Двигателестроение, №8, 1986.
103. Пилюгин А.С. Теоретическое исследование гидродинамики истечения масла в цилиндры судового дизеля / А.С. Пилюгин, В.М. Богач, В.Ф. Витюк // Деп. в В/О Мортехинформреклама, 11.10.86г., №550-МФ.
104. Пилюгин А.С. Характеристики маслоподачи аккумуляторной системы двигателей RND "Зульцер" / А.С. Пилюгин, В.М. Богач, Ю.Н. Довиденко // Двигатели внутреннего сгорания: Экспресс-информация. – М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1988, 4-88-2. с.2-8.
105. Пилюгин А.С. Эффективность усовершенствованных смазочных систем цилиндров судовых дизелей / А.С. Пилюгин, В.М. Богач, Ю.Н. Довиденко, В.А. Бузовский // Двигателестроение, №7, 1989.
106. Пилюгин А.С. Оптимизация расхода цилиндрического масла судовых дизелей / А.С. Пилюгин, В.М. Богач, Ю.Н. Довиденко, В.А. Бузовский // Респ. сборник ХПИ: ДВС. – 1988. –Вып. 48.
107. Пилюгин А.С. Установка для испытания систем смазки цилиндров судовых дизелей / А.С. Пилюгин // Двигатели внутреннего сгорания: Экспресс-информация. –М.: ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1983, 4-83-10.с.4-10.
108. Привалов И.И. Введение в теорию функций комплексного переменного / И.И. Привалов - М.: Наука, 1977.- 143 с.
109. Самсонов В.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов / В.И. Самсонов, Н.И. Худов - М.: Транспорт, 1990. - 368 с.
110. Селезнев Ю.В. Системный подход к исследованию термогазодинамических процессов и циклов / Ю.В. Селезнев - Киев: Вища школа.-1981.-144 с.
111. Семенов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей / В.С. Семенов - М.: Транспорт, 1978. – 175 с.

112. Сизых В. А. Судовые энергетические установки / В.А. Сизых. – М.: РКонсульт, 2002. – 264 с.
113. Симонович С.В. Занимательное программирование: Visual Basic / С.В. Симонович, Г.А. Евсеев - М.: АСТ-ПРЕСС КНИГА: Информком-Пресс, 2001.– 320 с.
114. Симонович С.В. Специальная информатика: Учебное пособие / С.В. Симонович, Г.А. Евсеев, А.Г. Алексеев - М.: АСТ-ПРЕСС: Информком-Пресс, 1998.– 480 с.
115. Тарг С.М. Основные задачи теории ламинарных течений/С.М. Тарг - М.: Государственное изд-во технико-теоретической литературы, 1951.–100 с.
116. Тимошевский Б.Г. Характеристики процесса сгорания двигателя 2Ч 7,2/6 с добавками до 65% синтез-газа к бензину / Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский, А.Ю. Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков : НТУ "ХПИ", 2015. – № 1. – С. 33–37.
117. Ткач М.Р. Особливості математичного моделювання процесу згоряння поршневих двигунів працюючих з добавками синтез-газу / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Авиационно-космическая техника и технология. – 2017. – № 9 (144). – С. 14–18.
118. Чередниченко А.К. Эффективность термохимической регенерации тепла в энергетической установке судна класса «река-море» / А. К. Чередниченко, М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевський, А. Ю. Проскурин // Авиационно-космическая техника и технология.–2016.–№ 8 (135). – С.29–35.
119. Шапо В.Ф. Практическое применение системы программирования Visual Basic: учебно–методическое пособие / В.Ф. Шапо - Одесса: ОН-МА, 2003.–57с.
120. Шебанов А.Н. Повышение надежности эксплуатации судовых дизелей усовершенствованием систем смазывания цилиндров / А.Н. Шебанов // Матеріали науково-технічної конференції "Енергетика судна: експлуатація та ремонт"– Одесса: ОНМА, 2010 – С. 84-87.
121. Шебанов А.Н. Исследование процесса маслоподачи двухрядной лубрикаторной системой с аккумулярованием давления масла / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2013.- Вып. 31 - Одесса: ОНМА. - С.122-132.
122. Шебанов А.Н. Методика оценки погрешностей результатов измерений показателей работы системы смазывания судового дизеля / А.Н. Шебанов // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2014.- Вып. 34 - Одесса: ОН-МА. - С.121-129.

123. Шебанов А.Н. Підвищення ефективності експлуатації СТЗ шляхом вдосконалення процесу мащення ЦПГ / А.Н. Шебанов, В.М. Богач // Матеріали науково-технічної конференції на тему «Річковий та морський флот: експлуатація і ремонт» - Одеса: НУ «ОМА», 2018 - С. 179-183.
124. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей / В.А. Шишкин - М.:Транспорт, 1986. 192 с.
125. Ahmadi B. N. Modeling and simulation of thin liquid films formed by spray-wall interaction / B. N. Ahmadi, A. D. Uchil, R.I. Gosman // SAE Transactions, Society of Automotive Engineers Technical Paper 960627, (1996). 105(3): p. 797-807.
126. Anghel V. Direct measurement of boundary lubricating films / V. Anghel, P.M.E. Cann, H.A. Spikes // in Proceedings of the Leeds-Lyons symposium on elastohydrodynamics '96 Leeds September 1996, D. Dowson, Editor. (1997), Elsevier: Amsterdam. p. 459-466.
127. Arcoumanis C. Mixed lubrication modelling of Newtonian and shear thinning liquids in a piston-ring configuration / C. Arcoumanis, P. Ostovar, R. Mortier. // in SAE technical paper 972924. (1997): Society of Automotive Engineers.
128. Arcoumanis C. Measurements of the lubricant film thickness in the cylinder of a firing diesel engine using LI F / C. Arcoumanis, M. Duszynski, H. Preston. // in Society of Automotive Engineers. (1998).
129. Arcoumanis C. Cold start measurements of lubricant film thickness in the cylinder of a firing diesel engine / C. Arcoumanis, M. Duszynski, E. Pyke, H. Preston. // in Society of Automotive Engineers. (1998).
130. Bai C. Mathematical modelling of wall films formed by impinging sprays / C. Bai, A.D.Gosman, // SAE Transactions, Society of Automotive Engineers Technical Paper 960626, (1996). 105(3): p. 782-796.
131. Bogach V. Performance efficiency lubricator systems of marine diesel engines / V. Bogach, A. Shebanov // European Applied Sciences, November, №11, 2016 - pp. 24-29.
132. Bovington C. Prediction of the influence of lubricant formulation on fuel economy, from laboratory bench tests / C. Bovington, H. A. Spikes // in Proceedings of the international tribology conference yokohama, October 1995.(1996): JST.
133. Diesel Directory // Marine Propulsion Perspective in association with MER. – 2013. – № 1. – P. 10-23.
134. Fresh approach to diesel cylinder lubrication/ Marine Engr. and Naval Archit, 1962, 85, №1039.
135. Guangteng G. Lubricant film thickness in rough surface, mixed elastohydrodynamic contact / G. Guangteng , P.M.E. Cann, A.V. Olver, H.A.Spikes // Journal of Tribology – Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 2000. 122: p. 65-76.

136. Guangteng G. Boundary film formation by lubricant base fluids / G. Guangteng, H. A. Spikes // Tribology Transactions, (1996). 39: p. 448-454.
137. Guangteng G. Role of surface tension and disjoining pressure in starved and parched lubrication / G. Guangteng, H. A. Spikes // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J-Journal of Engineering Tribology, (1996). 210: p. 113-124.
138. Hurley S. Infrared spectroscopic characterisation of grease lubricant films on metal surfaces / S. Hurley, P.M.E. Cann // NLGI Spokesman (National Lubricating Grease Institute), (2000). 64(2): p. 13-21.
139. Hurley S. Starved lubrication of EHL contacts: Relationship to bulk properties / S. Hurley, P.M.E. Cann // NLGI Spokesman (National Lubricating Grease Institute), (2000). 64(2): p. 23-25.
140. Lubrecht A. A. Evolution of lubricant film defects in the starved regime / A. A. Lubrecht, F. Chevalier, P.M.E. Cann // in 24th Leeds-Lyon Symposium on Tribology for energy conservation. (1998).
141. Man's inhumanity to machines / MER, October 2010 – P. 44-45.
142. New ratings for the marine engines //Marine news. Wartsila, 2003. № 4. p. 28-32.
143. Review of maritime transport. –New York: UNSTAD, 2008. – 148 p.
144. Smeeth M. Boundary film formation by viscosity index improvers / M. Smeeth, S. Gunsel, H. A. Spikes. // Tribology Transactions, (1996). 39: p. 726-734.
145. Standards guaranteed? // Marine Propulsion Perspective in association with MER. – 2007. – № 1. – P. 12-16.
146. Training still fails to keep pace with complex control systems / MER, June 2006. – P. 20-23.
147. <http://www.machineryspaces.com/lubrication.html>
148. http://www.marinediesels.info/Basics/lubrication_system.htm
149. <http://www.flamemarine.com/En/Cost-Savings.aspx>
150. <https://www.infomarine.gr/what-is-how-to-do-it/686915-cylinder-lubrication-system-with-alpha-lubricators.html>
151. <https://ru.scribd.com/document/246303800/Alpha-Lubricating-System-MAN-B-W>
152. <https://ru.scribd.com/doc/18275428/B-W-Alpha-Lubrication>
153. <http://class4exam.com/books/cylinder%20lubrication.pdf>
154. <https://www.wingd.com/media/1092/wartsila-pls.pdf>
155. http://www.pattakon.com/tempman/Wartsila_technical_journal_02_2010.pdf

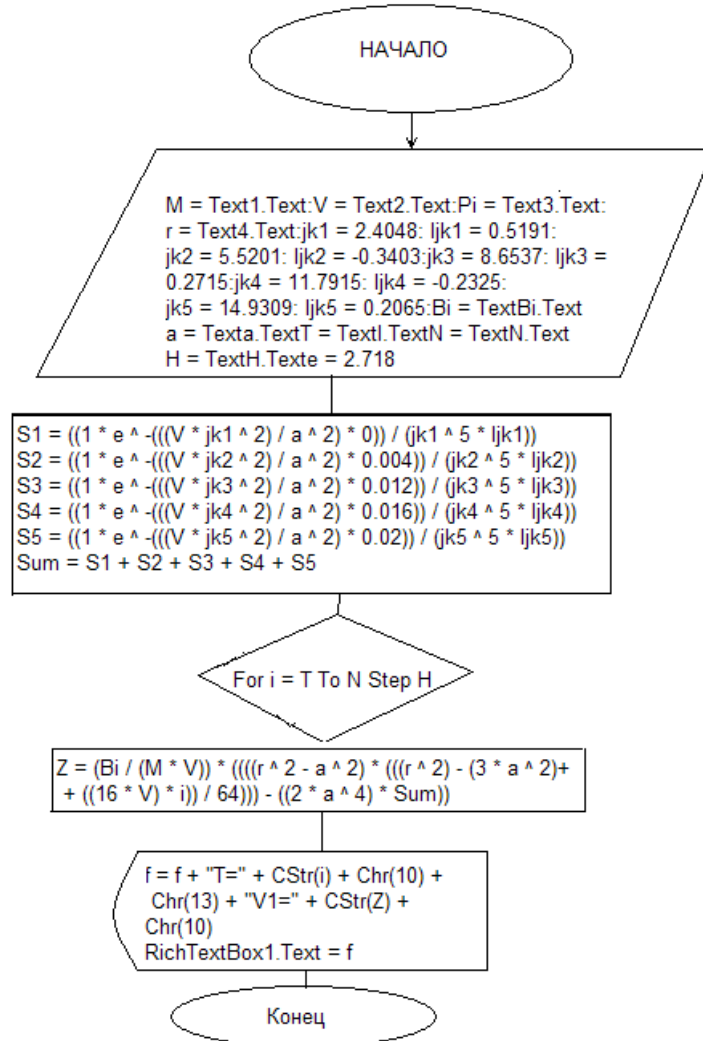
ДОДАТКИ

Додаток А

Програми розрахунку швидкостей

Розрахунки V1:

Алгоритм:



Скорости

Постоянные

M = (Па*с)

V = (м²/с)

Pi =

r =

Переменные

Bi =

a =

Bi1 =

Для вычисления T:

i =

n =

h =

Для сумм:

K	Lk	J1(Lk)
1	2,4048	0,5191
2	5,5201	-0,3403
3	8,6537	0,2715
4	11,7915	-0,2325
5	14,9309	0,2065

$$V_1(r, t) = \frac{B_1}{\mu V} \left[\frac{(r^2 - a^2)r^2 - 3a^2 + 16\mu t}{64} - 2a^4 \sum_{k=1}^{\infty} \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^2 J_1(\alpha_k)} e^{-\frac{\mu \alpha_k^2}{a^2} t} \right]$$

T=0,23

V1=-4,64057937692927E-02

T=0,43

V1=-7,41835715470723E-02

T=0,63

V1=-0,101961349324852

T=0,83

V1=-0,129739127102632

Вычисление V1

Вычисление V2

Вычисление V3

Вычисление V5

Вычисление V6

Вычисление V7

Расходы

Програмный код:

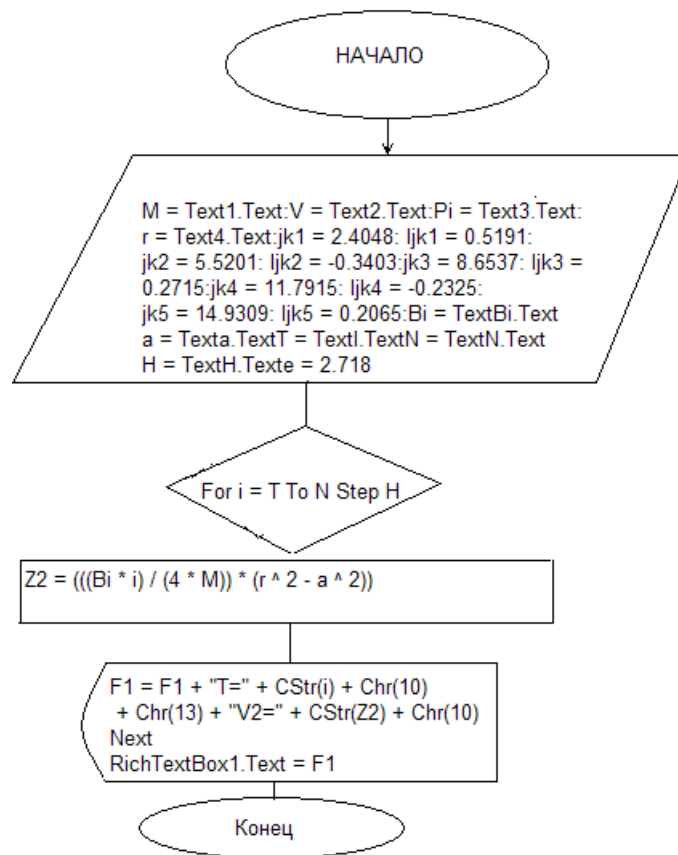
```

Private Sub Command1_Click()
    Pict1.Visible = True
    Pictv2.Visible = False
    Pictv3.Visible = False
    Pictv5.Visible = False
    Pictv6.Visible = False
    Pictv7.Visible = False
    M = Text1.Text:
    V = Text2.Text:
    Pi = Text3.Text:
    r = Text4.Text:
    jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
    jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
    jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
    jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
    jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
    Bi = Textbi.Text
    a = Texta.Text
    T = Texti.Text
    N = Textn.Text
    H = Texth.Text
    e = 2.718
    S1 = ((1 * e -(((V * jk1 ^ 2) / a ^ 2) * 0)) / (jk1 ^ 5 * Ijk1))
    S2 = ((1 * e -(((V * jk2 ^ 2) / a ^ 2) * 0.004)) / (jk2 ^ 5 * Ijk2))
    S3 = ((1 * e -(((V * jk3 ^ 2) / a ^ 2) * 0.012)) / (jk3 ^ 5 * Ijk3))
    S4 = ((1 * e -(((V * jk4 ^ 2) / a ^ 2) * 0.016)) / (jk4 ^ 5 * Ijk4))
    S5 = ((1 * e -(((V * jk5 ^ 2) / a ^ 2) * 0.02)) / (jk5 ^ 5 * Ijk5))
    Sum = S1 + S2 + S3 + S4 + S5
    For i = T To N Step H
        Z = (Bi / (M * V)) * (((r ^ 2 - a ^ 2) * (((r ^ 2) - (3 * a ^ 2) + ((16 * V) * i)) / 64))) - ((2 * a ^ 4) * Sum))
        f = f + "T=" + Cstr(i) + Chr(10) + Chr(13) + "V1=" + Cstr(Z) + Chr(10)
    Next
    Richtextbox1.Text = f

End Sub

```

Розрахунки V2:
Алгоритм:



Скорости

Постоянные

M= (Па*с)

V= (м²/с)

Pi=

r=

$$V_2(r, t) = \frac{\Delta P_{1\max}}{4\mu l} (a^2 - r^2) = \frac{B_{i1}}{4\mu} (r^2 - a^2).$$

Переменные

Bi=

a=

Bi1=

Для вычисления T:

i=

n=

h=

Для сумм:

K	Lk	J1(Lk)
1	2,4048	0,5191
2	5,5201	-0,3403
3	8,6537	0,2715
4	11,7915	-0,2325
5	14,9309	0,2065

T=0,23

V2=-3,194444444444444E-02

T=0,43

V2=-5,972222222222222E-02

T=0,63

V2=-0,0875

T=0,83

V2=-0,1152777777777778

Вычисление V1

Вычисление V2

Вычисление V3

Вычисление V5

Вычисление V6

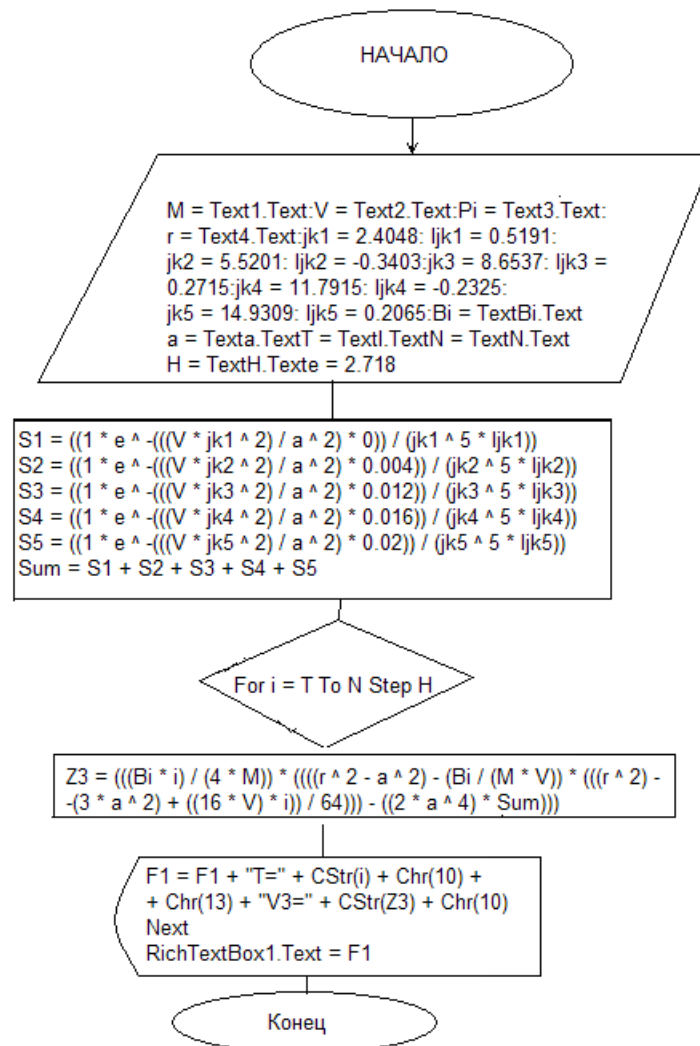
Вычисление V7

Рассходы

Программный код:

```
Private Sub Command2_Click()
    Pict1.Visible = False
    Pictv2.Visible = True
    Pictv3.Visible = False
    Pictv5.Visible = False
    Pictv6.Visible = False
    Pictv7.Visible = False
    M = Text1.Text:
    r = Text4.Text:
    Bi = Textbi.Text
    a = Texta.Text
    Bi1 = Textbi1.Text
    T = Texti.Text
    N = Textn.Text
    H = Texth.Text
    For i = T To N Step H
        Z2 = (((Bi * i) / (4 * M)) * (r ^ 2 - a ^ 2))
        F1 = F1 + "T=" + Cstr(i) + Chr(10) + Chr(13) + "V2=" + Cstr(Z2) + Chr(10)
    Next
    Richtextbox1.Text = F1
End Sub
```

Розрахунки V3:
Алгоритм:



Скорости

Постоянные

M = 0,0900 (Па*с)

V = 0,000104 (м²/с)

Pi = 3,142

r = 0

Переменные

Bi = 0,5

a = 0,3

Bi1 = 0,88

Для вычисления T:

i = 0,5

n = 2

h = 0,5

Для сумм:

К	Lk	J1(Lk)
1	2,4048	0,5191
2	5,5201	-0,3403
3	8,6537	0,2715
4	11,7915	-0,2325
5	14,9309	0,2065

$$V_3(r, t) = \frac{B_1 t_1}{4\mu} (r^2 - a^2) - \frac{B_3}{\mu\nu} \left[(r^2 - a^2) \frac{r^2 - 3a^2 + 16\mu}{64} - 2a^4 \sum_{k=1}^n \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 J_1(\alpha_k)} e^{-\frac{\omega_k^2}{a^2} t} \right]$$

T=0,5
V3=-0,0625
T=1
V3=-0,125
T=1,5
V3=-0,1875
T=2
V3=-0,25

Вычисление V1
Вычисление V2
Вычисление V3
Вычисление V5
Вычисление V6
Вычисление V7

Рассходы

Програмный код:

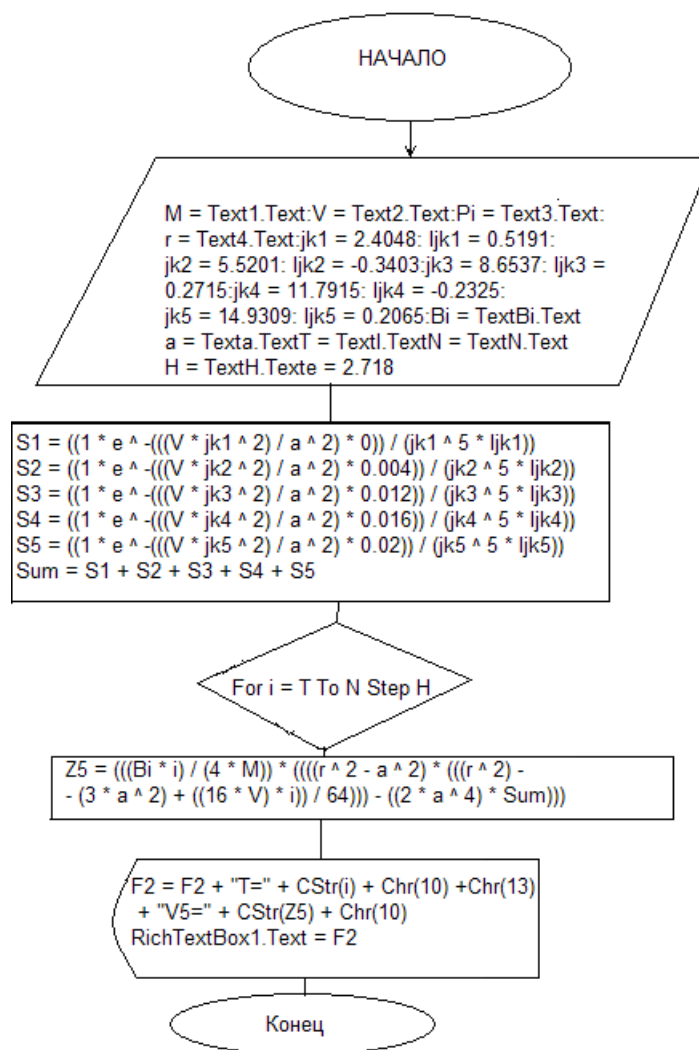
```

Private Sub Command6_Click()
    Pict1.Visible = False
    Pictv2.Visible = False
    Pictv3.Visible = True
    Pictv5.Visible = False
    Pictv6.Visible = False
    Pictv7.Visible = False
    Bi1 = Textbi1.Text
    M = Text1.Text:
    V = Text2.Text:
    Pi = Text3.Text:
    r = Text4.Text:
    jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
    jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
    jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
    jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
    jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
    M = Text1.Text:
    V = Text2.Text:
    Pi = Text3.Text:
    r = Text4.Text:
    jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
    jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
    jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
    jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
    jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
    Bi = Textbi.Text
    a = Texta.Text
    T = Texti.Text
    N = Textn.Text
    H = Texth.Text
    e = 2.718
    S1 = ((1 / (jk1 ^ 5 * Ijk1)) * (e ^ -(((V * jk1 ^ 2) / a ^ 2) * 0)))
    S2 = ((1 / (jk2 ^ 5 * Ijk2)) * (e ^ -(((V * jk2 ^ 2) / a ^ 2) * 0.009)))
    S3 = ((1 / (jk3 ^ 5 * Ijk3)) * (e ^ -(((V * jk3 ^ 2) / a ^ 2) * 0.012)))
    S4 = ((1 / (jk4 ^ 5 * Ijk4)) * (e ^ -(((V * jk4 ^ 2) / a ^ 2) * 0.015)))
    S5 = ((1 / (jk5 ^ 5 * Ijk5)) * (e ^ -(((V * jk5 ^ 2) / a ^ 2) * 0.018)))
    Sum = S1 + S2 + S3 + S4 + S5
    For i = T To N Step H
        Z5 = (((Bi * i) / (4 * M)) * (((r ^ 2 - a ^ 2) - (Bi / (M * V)) * (((r ^ 2) - (3 * a ^ 2) + ((16 * V) * i)) / 64))) - ((2 * a ^ 4) * Sum)))
        F1 = F1 + "T=" + Cstr(i) + Chr(10) + Chr(13) + "V3=" + Cstr(Z3) + Chr(10)
    Next
    Richtextbox1.Text = F1

End Sub

```

Розрахунки V5:
Алгоритм:



Скорости

Постоянные

M= (Па*с)

V= (м²/с)

Pi=

r=

Переменные

Bi=

a=

Bi1=

Для вычисления T:

i=

n=

h=

Для сумм:

К	Lk	J1(Lk)
1	2.4048	0.5191
2	5.5201	-0.3403
3	8.6537	0.2715
4	11.7915	-0.2325
5	14.9309	0.2065

$$V_s(r, t) = \frac{B_4 t_s}{4\mu} (r^2 - a^2)$$

T=0,25

V5=-7,96602551932432E-10

T=0,75

V5=-7,14805844746396E-09

T=1,25

V5=-1,98438487318844E-08

T=1,75

V5=-3,88839734051937E-08

Вычисление V1

Вычисление V2

Вычисление V3

Вычисление V5

Вычисление V6

Вычисление V7

Рассходы

Програмный код:

```

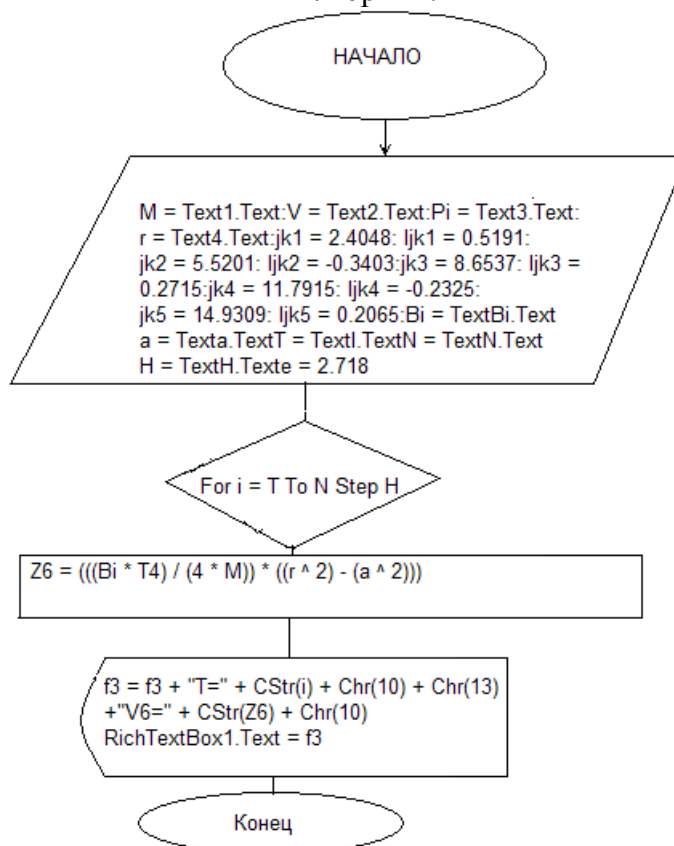
Private Sub Command3_Click()
    Pict1.Visible = False
    Pictv2.Visible = False
    Pictv3.Visible = False
    Pictv5.Visible = True
    Pictv6.Visible = False
    Pictv7.Visible = False
    M = Text1.Text:
    V = Text2.Text:
    Pi = Text3.Text:
    r = Text4.Text:
    jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
    jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
    jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
    jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
    jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
    Bi = Textbi.Text
    a = Texta.Text
    T = Texti.Text
    N = Textn.Text
    H = Texth.Text
    e = 2.718
    S1 = ((1 / (jk1 ^ 5 * Ijk1)) * (e ^ -(((V * jk1 ^ 2) / a ^ 2) * 0)))
    S2 = ((1 / (jk2 ^ 5 * Ijk2)) * (e ^ -(((V * jk2 ^ 2) / a ^ 2) * 0.009)))
    S3 = ((1 / (jk3 ^ 5 * Ijk3)) * (e ^ -(((V * jk3 ^ 2) / a ^ 2) * 0.012)))
    S4 = ((1 / (jk4 ^ 5 * Ijk4)) * (e ^ -(((V * jk4 ^ 2) / a ^ 2) * 0.015)))
    S5 = ((1 / (jk5 ^ 5 * Ijk5)) * (e ^ -(((V * jk5 ^ 2) / a ^ 2) * 0.018)))
    Sum = S1 + S2 + S3 + S4 + S5
    For i = T To N Step H
        Z5 = (((Bi * i) / (4 * M)) * (((r ^ 2 - a ^ 2) * (((r ^ 2) - (3 * a ^ 2) + ((16 * V) * i)) / 64))) - ((2 * a ^ 4) * Sum)))
        F2 = F2 + "T=" + Cstr(i) + Chr(10) + Chr(13) + "V5=" + Cstr(Z5) + Chr(10)
    Next
    Richtextbox1.Text = F2

End Sub

```

Розрахунки V6:

Алгоритм:



Скорости

Постоянные

M= (Па*с)

V= (м²/с)

Pi=

r=

Переменные

Bi=

a=

Bi1=

Для вычисления T:

i=

n=

h=

Для сумм:

K	Lk	J1(Lk)
1	2.4048	0.5191
2	5.5201	-0.3403
3	8.6537	0.2715
4	11.7915	-0.2325
5	14.9309	0.2065

T=0,25
V5=-0,000008784463
T=0,75
V5=-0,000008784463
T=1,25
V5=-0,000008784463
T=1,75
V5=-0,000008784463
T=2,25
V5=-0,000008784463

Вычисление V1
Вычисление V2
Вычисление V3
Вычисление V5
Вычисление V6
Вычисление V7

Расходы

Программный код:

```

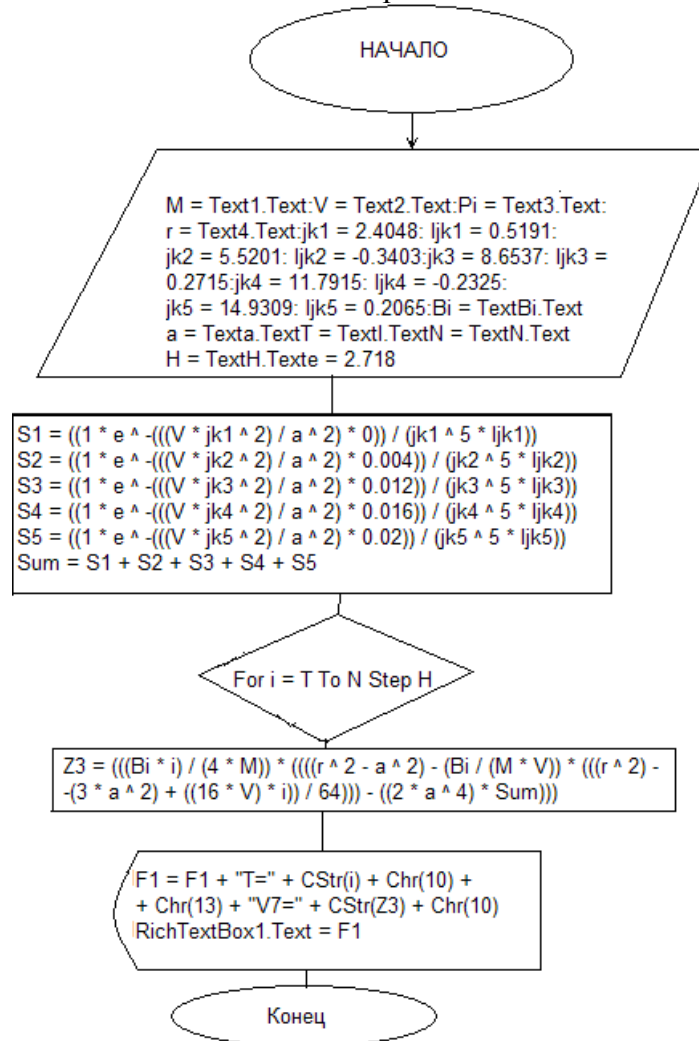
Private Sub Command4_Click()
    Pict1.Visible = False
    Pictv2.Visible = False
    Pictv3.Visible = False
    Pictv5.Visible = False
    Pictv6.Visible = True
    Pictv7.Visible = False
    Bi1 = Textbi1.Text
    M = Text1.Text:
    r = Text4.Text:
    Bi = Textbi.Text
    a = Texta.Text
    T = Texti.Text
    N = Textn.Text
    H = Texth.Text
    T4 = 0.018
    For i = T To N Step H
        Z6 = (((Bi * T4) / (4 * M)) * ((r ^ 2) - (a ^ 2)))
        f3 = f3 + "T=" + Cstr(i) + Chr(10) + Chr(13) + "V5=" + Cstr(Z6) + Chr(10)
    Next
    Richtextbox1.Text = f3

End Sub

```

Розрахунки V7:

Алгоритм:



Скорости

Постоянные

M = 0,0900 (Па*с)

V = 0,000104 (м²/с)

Pi = 3,142

r = 0

Переменные

Bi = 0,254

a = 0,0263

Bi1 = 0,125

Для вычисления T:

i = 0,25

n = 2

h = 0,5

Для сумм:

K	Lk	J1(Lk)
1	2,4048	0,5191
2	5,5201	-0,3403
3	8,6537	0,2715
4	11,7915	-0,2325
5	14,9309	0,2065

$$V_7(r, t) = \frac{B_5 t_6 - B_6 t_7}{4\mu} (r^2 - a^2) - \frac{B_7}{\mu\nu} \left[(r^2 - a^2) \frac{r^2 - 3a^2 + 16\mu t}{64} - 2a^4 \sum_{k=1}^m \frac{J_0\left(\alpha_k \frac{r}{a}\right)}{\alpha_k^5 J_1(\alpha_k)} e^{-\frac{\alpha_k^2 t}{a^2}} \right]$$

T=0,25
V7=6,19472693880316E-05
T=0,75
V7=1,8203233663832E-04
T=1,25
V7=3,02117403888608E-04
T=1,75
V7=4,22202471138896E-04

Вычисление V1

Вычисление V2

Вычисление V3

Вычисление V5

Вычисление V6

Вычисление V7

Рассходы

Програмный код:

```

Private Sub Command7_Click()
    Pict1.Visible = False
    Pictv2.Visible = False
    Pictv3.Visible = False
    Pictv5.Visible = False
    Pictv6.Visible = False
    Pictv7.Visible = True
    Bi1 = Textbi1.Text
    M = Text1.Text:
    V = Text2.Text:
    Pi = Text3.Text:
    r = Text4.Text:
    jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
    jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
    jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
    jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
    jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
    Bi = Textbi.Text
    a = Texta.Text
    T = Texti.Text
    N = Textn.Text
    H = Textth.Text
    e = 2.718
    T4 = 0.018
    S1 = ((1 / (jk1 ^ 5 * Ijk1)) * (e ^ -(((V * jk1 ^ 2) / a ^ 2) * 0)))
    S2 = ((1 / (jk2 ^ 5 * Ijk2)) * (e ^ -(((V * jk2 ^ 2) / a ^ 2) * 0.088)))
    S3 = ((1 / (jk3 ^ 5 * Ijk3)) * (e ^ -(((V * jk3 ^ 2) / a ^ 2) * 0.132)))
    S4 = ((1 / (jk4 ^ 5 * Ijk4)) * (e ^ -(((V * jk4 ^ 2) / a ^ 2) * 0.22)))
    S5 = ((1 / (jk5 ^ 5 * Ijk5)) * (e ^ -(((V * jk5 ^ 2) / a ^ 2) * 0.264)))
    Sum = S1 + S2 + S3 + S4 + S5
    For i = T To N Step H
        Z7 = (((((Bi * (i - H)) - (Bi * i)) / (4 * M)) * (r ^ 2 - a ^ 2)) - (Bi1 / (M * V))) * (((r ^ 2 - a ^ 2) * (((r ^ 2) - (3 * a ^ 2) + ((16 * V) * i)) / 64))) - ((2 * a ^ 4) * Sum))
        F1 = F1 + "T=" + Cstr(i) + Chr(10) + Chr(13) + "V7=" + Cstr(Z7) + Chr(10)
    Next
    Richtextbox1.Text = F1
End Sub

```

Додаток Б**Програми розрахунку витрат мастила**

Форма для розрахунків витрат:

Після введення даних натискаємо Обчислення F1...F7, результат виводиться на екран:

Расходы

Постоянные величины

M= 0,0900 (Па*с)

V= 0,000104 (м²/с)

Pi= 3,142

r= 0

Для сумм:

K	Lk	J1(Lk)
1	2,4048	0,5191
2	5,5201	-0,3403
3	8,6537	0,2715
4	11,7915	-0,2325
5	14,9309	0,2065

Переменные величины

Bi= 145

a= 45

Bi1= 21

T1= 4

T2= 5

T3= 77

T5= 5

T6= 7

T7= 4

Вычисление F1 1687695770205,95

Вычисление F2 -1878940546,875

Вычисление F3 4161783651449,67

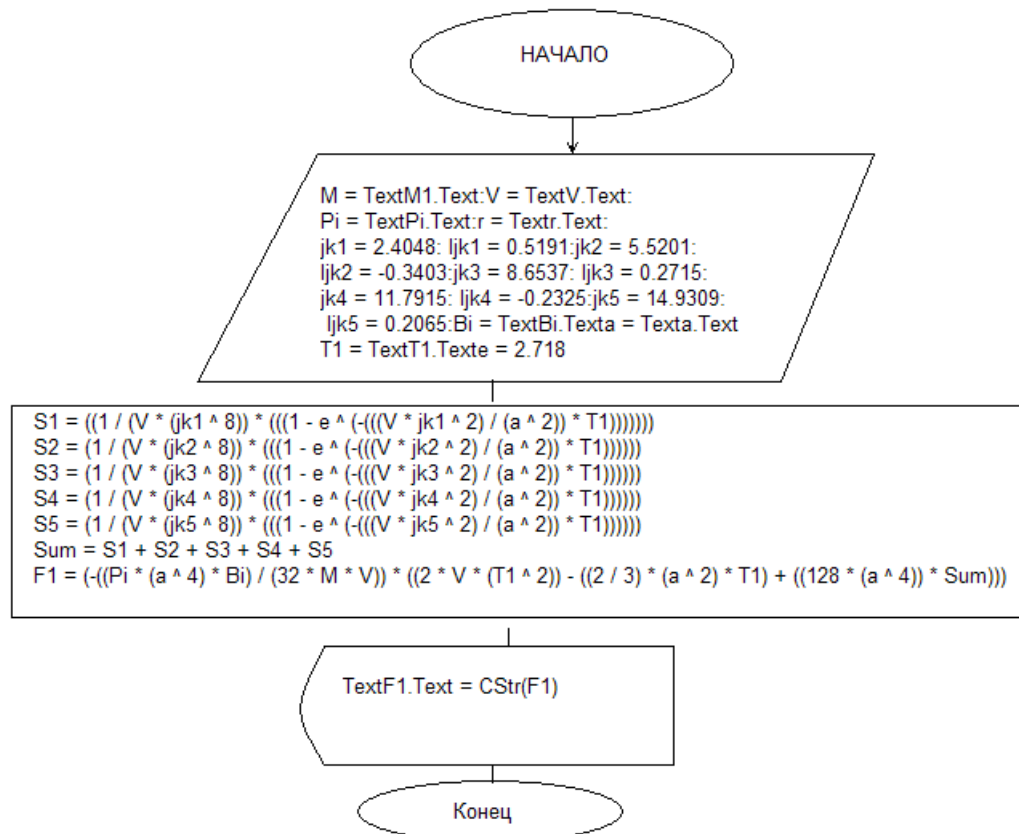
Вычисление F5 4,21019149160424E+16

Вычисление F6 -22703864941,4063

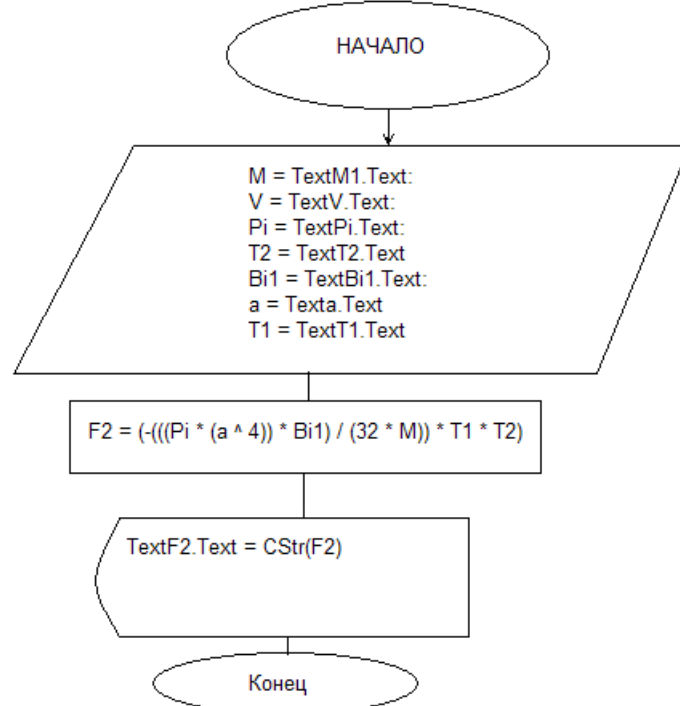
Вычисление F7 -54422041622,9689

Exit

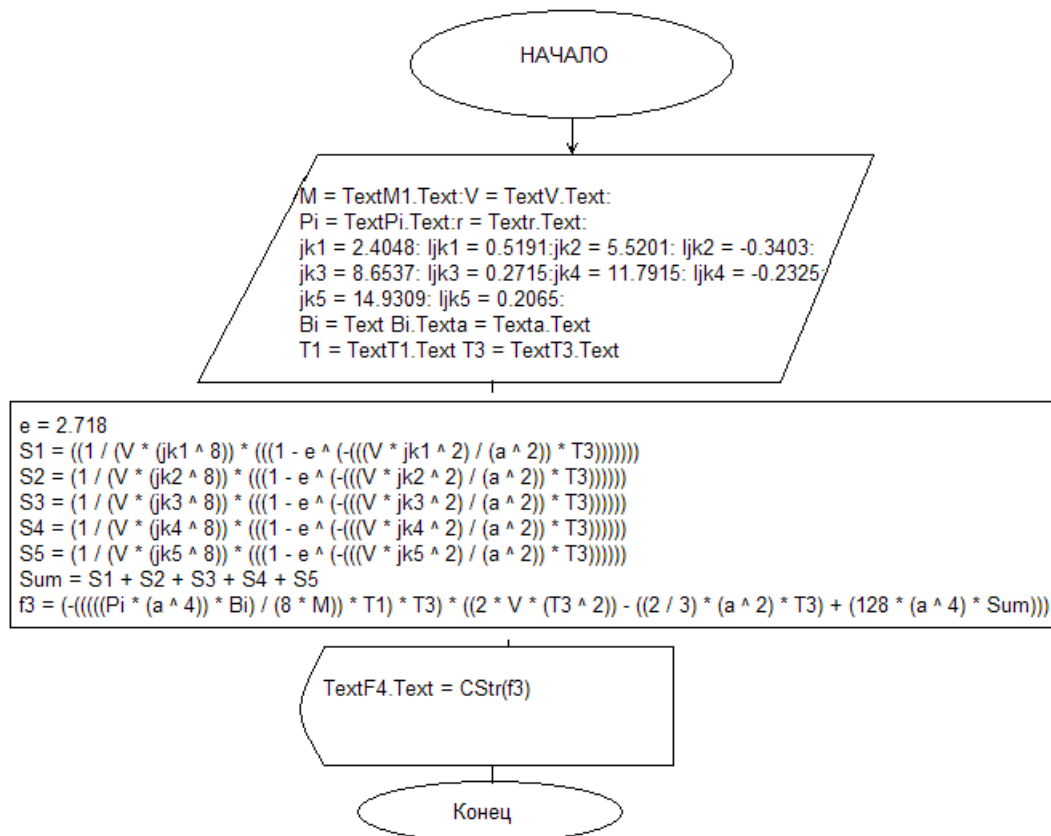
Алгоритм розрахунків F1



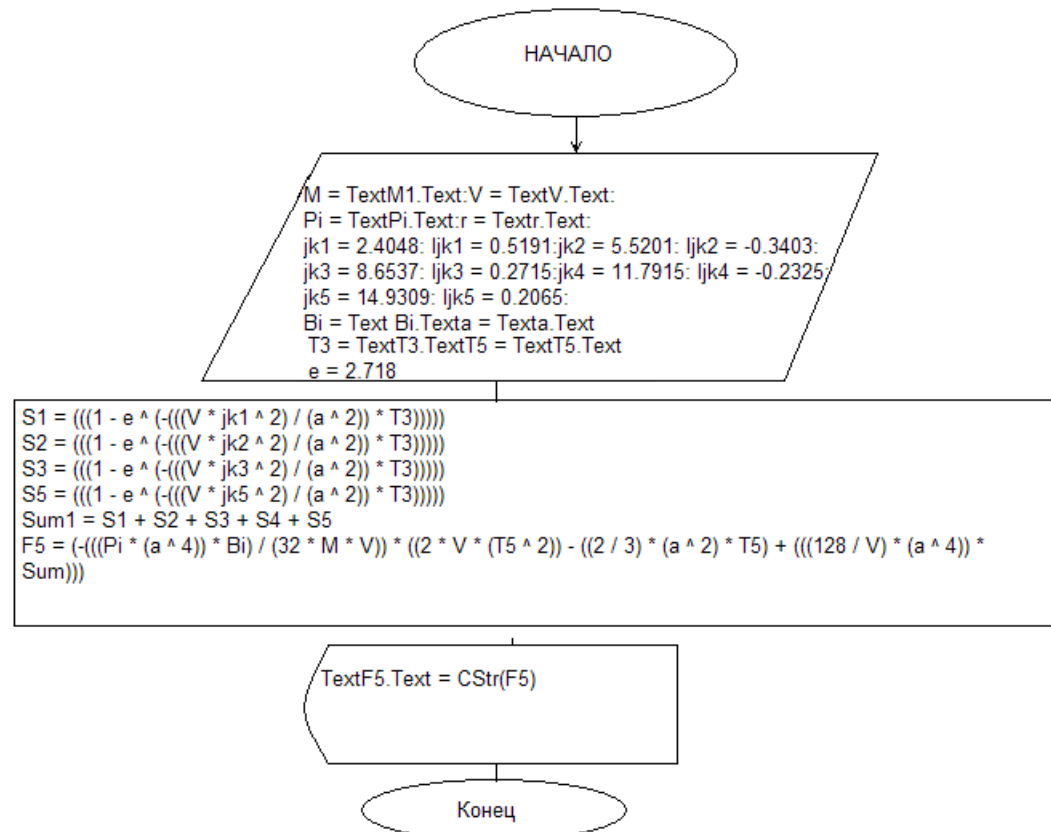
Алгоритм розрахунків F2



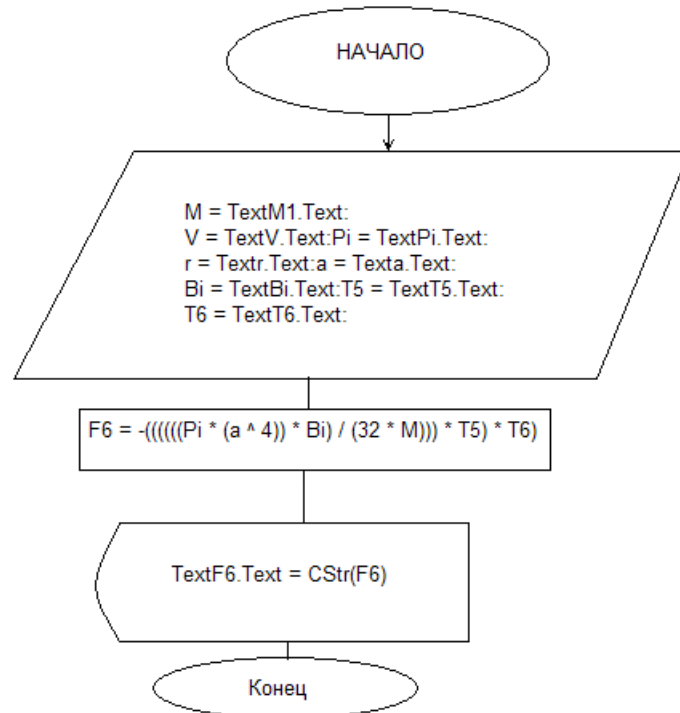
Алгоритм розрахунків F3



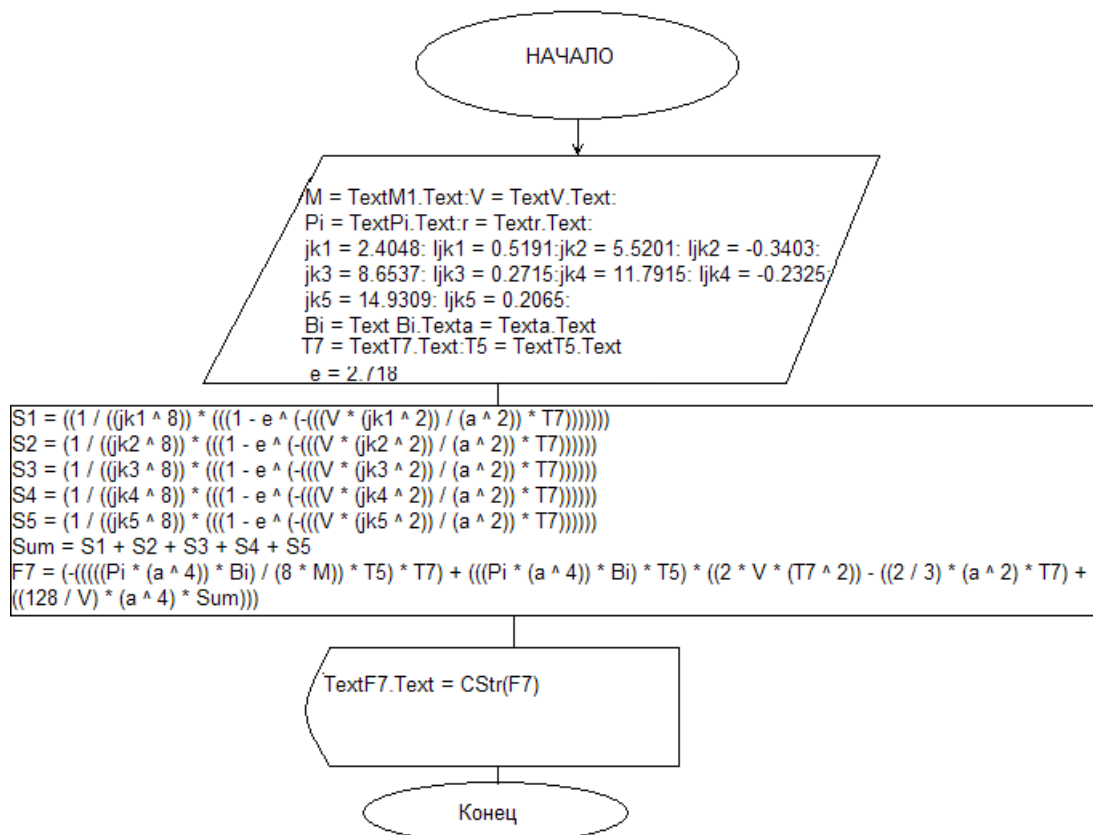
Алгоритм розрахунків F5



Алгоритм розрахунків F6



Алгоритм розрахунків F7



Текст програми:

```
Private Sub Command1_Click()
```

```
M = Textm1.Text:
```

```
V = Textv.Text:
```

```
Pi = Textpi.Text:
```

```
r = Textr.Text:
```

```
jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
```

```
jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
```

```
jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
```

```
jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
```

```
jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
```

```
Bi = Textbi.Text
```

```
a = Texta.Text
```

```
T1 = Textt1.Text
```

```
e = 2.718
```

```
S1 = ((1 / (V * (jk1 8)) * (((1 - e (-((V * jk1 2) / (a 2)) * T1))))))
```

```
S2 = (1 / (V * (jk2 8)) * (((1 - e (-((V * jk2 2) / (a 2)) * T1))))
```

```
S3 = (1 / (V * (jk3 8)) * (((1 - e (-((V * jk3 2) / (a 2)) * T1))))
```

```
S4 = (1 / (V * (jk4 8)) * (((1 - e (-((V * jk4 2) / (a 2)) * T1))))
```

```
S5 = (1 / (V * (jk5 8)) * (((1 - e (-((V * jk5 2) / (a 2)) * T1))))
```

```
Sum = S1 + S2 + S3 + S4 + S5
```

```
F1 = (-((Pi * (a 4) * Bi) / (32 * M * V)) * ((2 * V * (T1 2)) - ((2/3) * (a 2) * T1) + ((128 * (a 4)) * Sum)))
```

```
Textf1.Text = Cstr(F1)
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command2_Click()
```

```
M = Textm1.Text:
```

```
V = Textv.Text:
```

```
Pi = Textpi.Text:
```

```
T2 = Textt2.Text
```

```
Bi1 = Textbi1.Text:
```

```
a = Texta.Text
```

```
T1 = Textt1.Text
```

```
F2 = (-((Pi * (a 4)) * Bi1) / (32 * M)) * T1 * T2)
```

```
Textf2.Text = Cstr(F2)
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command3_Click()
```

```
M = Textm1.Text:
```

```
V = Textv.Text:
```

```
Pi = Textpi.Text:
```

```
r = Textr.Text:
```

```
jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
```

```
jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
```

```
jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
```

```
jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
```

```
jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
```

```
Bi = Textbi.Text
```

```

a = Texta.Text
T1 = Textt1.Text
T3 = Textt3.Text
e = 2.718
S1 = ((1 / (V * (jk1 8))) * (((1 - e (-(((V * jk1 2) / (a 2)) * T3))))))
S2 = (1 / (V * (jk2 8))) * (((1 - e (-(((V * jk2 2) / (a 2)) * T3))))))
S3 = (1 / (V * (jk3 8))) * (((1 - e (-(((V * jk3 2) / (a 2)) * T3))))))
S4 = (1 / (V * (jk4 8))) * (((1 - e (-(((V * jk4 2) / (a 2)) * T3))))))
S5 = (1 / (V * (jk5 8))) * (((1 - e (-(((V * jk5 2) / (a 2)) * T3))))))
Sum = S1 + S2 + S3 + S4 + S5
f3 = (-((((Pi * (a 4)) * Bi) / (8 * M)) * T1) * T3) * ((2 * V * (T3 2)) - ((2/3) * (a 2) * T3) +
(128 * (a 4) * Sum)))
Textf4.Text = Cstr(f3)
End Sub

Private Sub Command4_Click()
M = Textm1.Text:
V = Textv.Text:
Pi = Textpi.Text:
r = Textr.Text:
jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
Bi = Textbi.Text
a = Texta.Text
T3 = Textt3.Text
T5 = Textt5.Text
e = 2.718
S1 = (((1 - e (-(((V * jk1 2) / (a 2)) * T3))))))
S2 = (((1 - e (-(((V * jk2 2) / (a 2)) * T3))))))
S3 = (((1 - e (-(((V * jk3 2) / (a 2)) * T3))))))
S5 = (((1 - e (-(((V * jk5 2) / (a 2)) * T3))))))
Sum1 = S1 + S2 + S3 + S4 + S5

F5 = (-(((Pi * (a 4)) * Bi) / (32 * M * V)) * ((2 * V * (T5 2)) - ((2/3) * (a 2) * T5) + (((128 / V)
* (a 4)) * Sum)))
Textf5.Text = Cstr(F5)
End Sub

Private Sub Command5_Click()
End
End Sub

Private Sub Command6_Click()
M = Textm1.Text:
V = Textv.Text:
Pi = Textpi.Text:
r = Textr.Text:
a = Texta.Text:

```

```

Bi = Textbi.Text:
T5 = Textt5.Text:
T6 = Textt6.Text:
F6 = -((((Pi * (a ^ 4)) * Bi) / (32 * M))) * T5) * T6)
Textf6.Text = Cstr(F6)

```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command7_Click()
```

```

M = Textm1.Text:
V = Textv.Text:
Pi = Textpi.Text:
r = Textr.Text:
jk1 = 2.4048: Ijk1 = 0.5191:
jk2 = 5.5201: Ijk2 = -0.3403:
jk3 = 8.6537: Ijk3 = 0.2715:
jk4 = 11.7915: Ijk4 = -0.2325:
jk5 = 14.9309: Ijk5 = 0.2065:
Bi = Textbi.Text
a = Texta.Text:
e = 2.718
T7 = Textt7.Text
T5 = Textt5.Text
S1 = ((1 / ((jk1 ^ 8)) * (((1 - e ^ (-((V * (jk1 ^ 2)) / (a ^ 2)) * T7))))))
S2 = (1 / ((jk2 ^ 8)) * (((1 - e ^ (-((V * (jk2 ^ 2)) / (a ^ 2)) * T7))))))
S3 = (1 / ((jk3 ^ 8)) * (((1 - e ^ (-((V * (jk3 ^ 2)) / (a ^ 2)) * T7))))))
S4 = (1 / ((jk4 ^ 8)) * (((1 - e ^ (-((V * (jk4 ^ 2)) / (a ^ 2)) * T7))))))
S5 = (1 / ((jk5 ^ 8)) * (((1 - e ^ (-((V * (jk5 ^ 2)) / (a ^ 2)) * T7))))))
Sum = S1 + S2 + S3 + S4 + S5
F7 = -((((Pi * (a ^ 4)) * Bi) / (8 * M)) * T5) * T7) + (((Pi * (a ^ 4)) * Bi) * T5) * ((2 * V * (T7 ^ 2)) - ((2/3) * (a ^ 2) * T7) + ((128 / V) * (a ^ 4) * Sum)))
Textf7.Text = Cstr(F7)

```

```
End Sub
```

Додаток В

Результати розрахунку діаметра каналу по Сиплекс методу

	X1	X2	X7	X8	X11	Св.член
X5	1,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,900
	-0,556	-0,889	1,667	1,389	0,556	-0,400
X6	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,800
	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
X3	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,500
	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
X4	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,400
	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
X9	1,000	0,900	-2,000	-1,500	-1,000	1,620
	-0,556	-0,889	1,667	1,389	0,556	-0,400
X10	1,800	1,600	-3,000	-2,500	-1,000	0,720
	0,556	0,889	-1,667	-1,389	-0,556	0,400
F	1,000	0,900	-2,000	-1,500	-1,000	1,620
	-0,556	-0,889	1,667	1,389	0,556	-0,400

F = 1,620
X10 ↔ X1

	X10	X2	X7	X8	X11	Св.член
X5	-0,556	-0,889	1,667	1,389	0,556	0,500
	0,556	1,000	-1,667	-1,389	-0,556	0,400
X6	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000	0,800
	-0,625	-1,125	1,875	1,563	0,625	-0,450
X3	0,000	0,000	1,000	0,000	0,000	0,500
	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
X4	0,000	0,000	0,000	1,000	0,000	0,400
	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
X9	-0,556	0,011	-0,333	-0,111	-0,444	1,220
	-0,007	-0,012	0,021	0,017	0,007	-0,005
X1	0,556	0,889	-1,667	-1,389	-0,556	0,400
	0,625	1,125	-1,875	-1,562	-0,625	0,450
F	-0,556	0,011	-0,333	-0,111	-0,444	1,220
	-0,007	-0,012	0,021	0,017	0,007	-0,005

F = 1,220
X1 ↔ X2

Додаток Г

АКТИ

**впровадження й використання результатів
дисертаційної роботи**

“Утверждаю”

Директор ДН “Старлайн Марин”



АКТ

об использовании результатов диссертационной работы ШЕБАНОВА Андрея Николаевича на главном двигателе Wartsila 7RTA84T т/х “Bet Fighter”

Мы, нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Шебанова А.Н. в части усовершенствований систем смазывания цилиндров судовых дизелей применяются на т/х “Bet Fighter”. Разработанные Шебановым А.Н. усовершенствования маслоподводящих устройств проходили эксплуатационную проверку на главном двигателе Wartsila 7RTA84T в течение 8621 часа. Для оценки эффективности предложенных решений выполнялся обмер колец, втулок и поршней, взвешивание колец, а также проверка регулировки лубрикаторов.

Модернизация фирменной системы смазывания цилиндров заключалась в задании выходным участкам каналов штуцеров и установленным в них аккумулирующим блокам оптимальных геометрических характеристик (длина канала дросселя равнялась 2,5 мм, жесткость пружины аккумулятора - 3,0 кГ, жесткость пружины клапана - 2,6 кГ, а диаметр канала дросселя - 1,2 мм).

Цилиндры № 2,3 оборудованные усовершенствованной системой смазывания (с расходом масла 1,0 г/кВтч) составляли экспериментальную группу, цилиндр № 6 являлся контрольным, а остальные - базовые.

Вскрытие показало, что все компрессионные кольца экспериментальных цилиндров № 2,3 подвижны, явно выраженных рисок и натиров на зеркале цилиндров нет. Загорание окон экспериментальных цилиндров работавших со сниженным расхода масла, в 1,5-2 раза ниже, чем у базовых. На зеркале базовых цилиндров № 1,4,5,7 и контрольного № 6 наблюдались вертикальные натирные следы являющиеся следствием трения нагара на головке поршня о зеркало втулки.

Анализ результатов обмеров деталей ЦПГ показал, что средняя величина износа втулок экспериментальных цилиндров по поясу максимальной выработки, в сравнении с износом втулок базовых цилиндров в 1,3-1,5 раза меньше. Потеря веса первых компрессионных колец базовых цилиндров в 1,8 раза, а комплекта колец - в 1,6 раза больше, чем у экспериментальных № 2,3. На основании расчета по результатам испытаний, экономический эффект по одному судну с двигателем Wartsila 7RTA84T мощностью 13920 кВт составит свыше 35 тыс. USD в год.

Капитан т/х “Bet Fighter”

Старший механик
05.02.2012г.



В. Литвинов

О. Петренко

“Утверждаю”

Директор ДП “Старлайн Марин”

В.Б. Борец

20 11 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы ШЕБАНОВА Андрея Николаевича на главном двигателе Wartsila 6RTA52 т/х “Bay Ranger”

Мы, нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Шебанова А.Н. направленной на повышение эффективности систем смазывания цилиндров судовых дизелей используются на главном двигателе Wartsila 6RTA52 т/х “Bay Ranger”.

Предложенные Шебановым А.Н. усовершенствованные маслоподводящие устройства проходили проверку в эксплуатационных условиях на главном двигателе т/х “Bay Ranger” в течение более 10000 часов. Оценка технического состояния деталей ЦПГ осуществлялась в условиях эксплуатации силами судового экипажа по результатам вскрытия и сопоставительного анализа состояния цилиндров по износу колец, втулок и нагарообразованиям в цилиндрах.

За период эксплуатации усовершенствований главный двигатель работал на различных сортах топлива и в основном на мазутах, с применением цилиндрических масел “Шелл - Аллексия” и “Мобилгард”.

При вскрытии экспериментальных цилиндров № 1,4,5 было отмечено исчезновение следов заброса масла на головку поршня и вертикальных натиров на зеркале цилиндра, проходящих через точки смазки, а также существенное снижение загорания окон и уменьшение отложений в подпоршневом пространстве. Величина износа втулок экспериментальных цилиндров в сравнении с износом базовых цилиндров № 2,3,6, значительно ниже. Например, по поясу максимальной выработки износ отличается на 30%.

Эксплуатационные испытания показали, что совершенствование процессов и систем маслоподдачи обеспечивает снижение на 35% расхода цилиндрического масла, в 1,5-2 раза уменьшает нагароотложения в цилиндре и в 1,4 раза - износы деталей ЦПГ а, следовательно, является эффективным направлением повышения технико-экономических показателей работы судовых ДВС. По сумме перечисленных показателей, эффект от внедрения в расчете на одно судно с двигателем Wartsila 6RTA52 в среднем составляет около 25 тыс. USD в год.

Капитан т/х “Bay Ranger”

Старший механик
14.11.2013г.

В. Девятьяров

С. Кравченко

[Handwritten signatures]



“Утверждаю”
 Директор ДП “Старлайн Марин”
 В.Б. Борец
 20 14 г.



АКТ

об использовании результатов диссертационной работы ШЕБАНОВА Андрея Николаевича на главном двигателе Wartsila 6RTA52 т/х “Island Ranger”

Мы, нижеподписавшиеся, составили настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Шебанова А.Н. направленной на повышение эффективности систем смазывания цилиндров судовых дизелей применяются на главном двигателе Wartsila 6RTA52 т/х "Island Ranger".

Предложенные Шебановым А.Н. усовершенствованные маслоподводящие устройства проходили проверку в эксплуатационных условиях на главном двигателе т/х "Island Ranger" в течение более 6000 часов. Оценка технического состояния деталей ЦПГ осуществлялась в условиях эксплуатации силами судового экипажа по результатам вскрытия и сопоставительного анализа состояния цилиндров по износу колец, втулок и нагарообразованиям в цилиндрах.

При вскрытии экспериментальных цилиндров № 3,6 было отмечено исчезновение следов заброса масла на головку поршня и вертикальных натиров на зеркале цилиндра, проходящих через точки смазки, а также существенное снижение загорания окон и уменьшение отложений в подпоршневом пространстве. Величина износа втулок экспериментальных цилиндров в сравнении с износом базовых цилиндров № 1,2,4,5, значительно ниже. Например, по поясу максимальной выработки износ отличается на 25%.

Эксплуатационные испытания показали, что совершенствование процессов и систем маслоподдачи обеспечивает снижение на 30% расхода цилиндрического масла, в 1,5-2 раза уменьшает нагароотложения в цилиндре и в 1,3 раза - износы деталей ЦПГ а, следовательно, является эффективным направлением повышения технико-экономических показателей работы судовых ДВС. По сумме перечисленных показателей, эффект от внедрения в расчете на одно судно с двигателем Wartsila 6RTA52 мощностью 7650 кВт составляет около 22 тыс. USD в год.

Капитан т/х “Island Ranger” В. Шиянов

Старший механик Р. Матвеев

12.06.2014г.



“ЗАТВЕРДЖУЮ”
 Проректор з наукової роботи
 Національного університету
 “Одеська морська академія”
 д.т.н., професор
 В.А.Голіков
 “ 03 ” 11 2017 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи Шебанова А. М.
 на тему “Підвищення ефективності експлуатації суднових двигунів шляхом
 удосконалення систем мащення циліндрів” у наукових дослідженнях
 НУ“ОМА”

Ми, що нижче підписалися, склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Шебанова А. М., у тому числі засоби випробувань систем мащення циліндрів суднових ДВЗ, а також методика і програми розрахунку параметрів процесу надходження мастила в циліндри довгоходових суднових двигунів використовуються у науково-дослідній роботі НУ“ОМА”.

Дисертаційна робота виконаних в рамках загального плану наукових досліджень НУ“ОМА” і держбюджетних НДР ТМС “Розвиток теорії й методів відновлення працездатності сполучень деталей засобів транспорту” (№ гос. реєстрації 0109U001537), та НДР кафедри ТЕФ “Розвиток сучасної теорії й практики технічної експлуатації морського й річкового флоту: концепції, методи, технології” (№ держ. реєстрації 0114U000346) у яких автор дисертації підготував окремі розділи по дослідженню ефективності процесів мащення циліндрів суднових дизелів.

Розроблена Шебановим А. М. методика і засоби випробувань систем мащення циліндрів суднових ДВЗ дозволили встановити зв'язок між характеристиками процесу витікання мастила в циліндри і конструктивними особливостями систем мащення дизелів, визначити недоліки цих систем і відшукати шляхи їх удосконалення.

Практика використання розроблених технічних рішень на суднових двигунах показує, що вони дозволяють істотно підвищити техніко-економічні показники роботи дизелів за рахунок зниження витрати мастила, зменшення зносу деталей ЦПГ та скорочення витрат на обслуговування двигуна.

Начальник НДЧ,
 к.т.н., професор



В.Д.Савчук

Декан СМФ,
 к.т.н., професор



М.О. Колегаєв

Зав. кафедри ТМС,
 к.т.н., доцент



В.М.Богач

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Перший проректор
Національного університету
“Одеська морська академія”
д.ю.н., професор

_____ О.М.Шемякін
_____ 11 _____ 2017 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи Шебанова А. М.
на тему “Підвищення ефективності експлуатації суднових двигунів шляхом
удосконалення систем мащення циліндрів” у навчальному процесі НУ“ОМА”

Ми, що нижче підписалися, склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Шебанова А. М., у тому числі засоби випробувань систем мащення циліндрів суднових ДВЗ, а також методика і програми розрахунку параметрів процесу надходження мастила в циліндри довгоходових суднових двигунів використовуються у навчальному процесі кафедри ТМС при виконанні вузлових питань дипломних робіт та проектів;

Розроблена Шебановим А. М. методика і засоби випробувань систем мащення циліндрів суднових ДВЗ дозволили встановити зв'язок між характеристиками процесу витікання мастила в циліндри і конструктивними особливостями систем мащення дизелів, визначити недоліки цих систем і відшукати шляхи їх удосконалення.

Практика використання розроблених технічних рішень на суднових двигунах показує, що вони дозволяють істотно підвищити техніко-економічні показники роботи дизелів за рахунок зниження витрати мастила, зменшення зносу деталей ЦПП та скорочення витрат на обслуговування двигуна.

Начальник навчального відділу

М.М.Пархоменко

Декан СМФ,
к.т.н., професор

М.О. Колегаєв

Зав. кафедри ТМС,
к.т.н., доцент

В.М.Богач