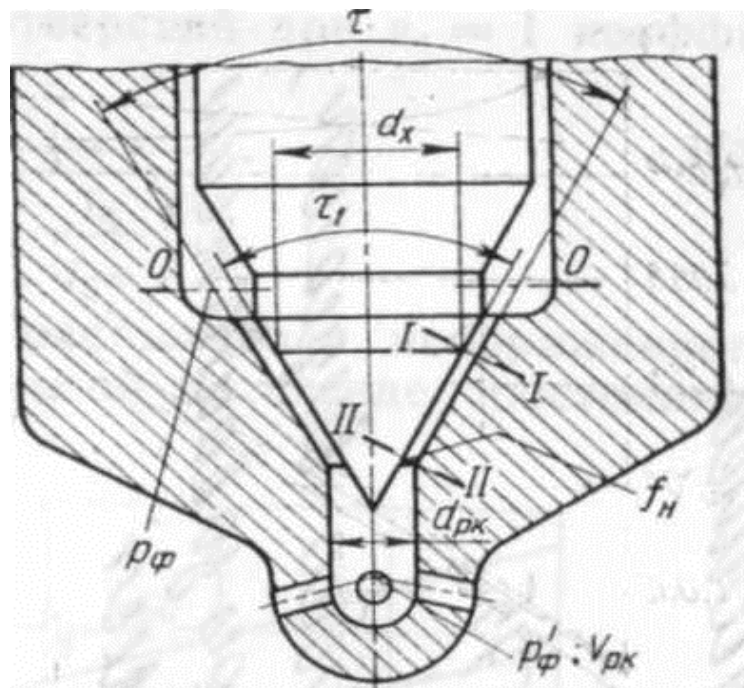


Анісімов В.Ф., Музичук В.І.

П'ясецький А.А., Рябошапка В.Б.

# ШЛЯХИ І МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ДОВОВІЧНОСТІ І НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ АТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ



Міністерство аграрної політики та продовольства України

Вінницький національний аграрний університет

В.Ф. Анісімов, В.І. Музичук,

А.А. П'ясецький, В.Б. Рябошапка

**ШЛЯХИ І МЕТОДИ  
ПІДВИЩЕННЯ ДОВОВІЧНОСТІ І НАДІЙНОСТІ  
РОБОТИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ  
АТОТРАКТОРНИХ ДВИГУНІВ**

Монографія

Вінниця 2012

УДК 631.302

А 94

*Рецензенти:*

І. О. Сивак, *доктор технічних наук, професор*

В.І. Савуляк, *доктор технічних наук, професор*

І.П. Паламарчук, *доктор технічних наук, професор*

Рекомендовано до видання науково-методичною комісією Вінницького національного аграрного університету Міністерства аграрної політики та продовольства України (протокол № 7 від 28.03.2012 р.)

Анісімов В. Ф., Музичук В. І., П'ясецький А. А., Рябошапка В. Б.

А 94 Шляхи і методи підвищення довговічності і надійності роботи паливної апаратури автотракторних двигунів. Монографія. – Вінниця: ВНАУ, 2012.  
- 142 с.

Монографія присвячена підвищенню довговічності і надійності паливної апаратури за рахунок зміни деяких параметрів прецизійних пар. В роботі приводяться результати теоретичного і експериментального дослідження процесу паливоподачі з удосконаленої конструкції нагнітального клапана і можливість відновлення характеристик паливоподачі в експлуатаційних вимогах.

Для інженерно-технічних і наукових працівників, які працюють в області тракторобудування.

© В. Анісімов, В. Музичук, А. П'ясецький, В. Рябошапка , 2012

# Зміст

ВСТУП.....	2
РОЗДІЛ 1. ТЕНДЕНЦІЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ.....	4
1.1. Удосконалення нагнітальних клапанів .....	5
1.2. Вплив конструкції нагнітальних клапанів на основні показники дизеля.....	7
РОЗДІЛ 2. ВПЛИВ НАГНІТАЛЬНОГО КЛАПАНА З ОТВОРАМИ В СІДЛІ НА ПАРАМЕТРИ УПОРСКУВАННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ.....	28
2.1. Методика експериментального дослідження .....	28
2.2. Результати дослідження.....	32
2.3. Витоки палива.....	60
РОЗДІЛ 3. ПРО РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОВЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВПОРСКУВАННЯ.....	62
3.1. Показники роботи паливної апаратури і дизеля нагнітальними клапанами, що мають отвір в сідлі.....	63
3.2. Експлуатаційні іспити паливної апаратури в польових умовах..	86
3.3. Рекомендації з відновлення характеристик .....	91
ЛІТЕРАТУРА.....	93

## Вступ

В останні роки стала особливо актуальною проблема підвищення економічності, надійності і довговічності машин. Головною задачею дизелебудування, є збільшення якості вітчизняних дизелів і надійності в експлуатації.

У здійсненні необхідних характеристик дизельних двигунів вирішальна роль приділяється наливній апаратурі. Протягом усього періоду розвитку дизелів дуже багато зроблено по удосконалюванню конструкції паливних насосів. Однак деякі питання ще дотепер слабо вивчені. Один з них - збільшення терміну служби нової паливної апаратури і колишньої в експлуатації і шляхом зміни деяких параметрів прецизійних пар з метою відновлення характеристик упорскування.

У нашій країні і за її межами одержали широке поширення конструкції рядних паливних насосів блокового типу як найбільш надійні, довговічні і зручні для широкої уніфікації основних вузлів і деталей і спеціалізації виробництва.

Створення уніфікованого ряду вітчизняних паливних насосів (на базі ТН) дозволяє значно підвищити рівень спеціалізації виробництва паливної апаратури, улучити технологію виготовлення трудомістких деталей, підвищити автоматизацію виробництва, знизити собівартість

продукції і забезпечити взаємозамінність вузлів і деталей в умовах експлуатації. Дизельна паливна апаратура, що випускається заводами, по ряду функцій ще не повною мірою задовольняє вимогам по надійності, довговічності стабільності регульовальних параметрів і відстає від тривалості експлуатації по моторесурсу дизелів. Серійна чудова апаратура гину ТН і УТН має ряд негативних якостей, що не можуть бути усунуті навіть при самому ретельному гідродинамічному настроюванні і високій культурі виробництва:

1. с зменшенням числа оборотів і навантаження знижується максимальний тиск упорскування палива, погіршується якість розпилування, внаслідок чого знижується економічність дизеля на часткових режимах;

2. знижується рівномірність розподілу палива по секціях у широкому діапазоні зміни навантажень і оборотів від номінальних;

3. с збільшенням числа оборотів росте негативний вплив хвильових явищ у нагнітальній і усмоктувальній магістралях на процес паливоподачі;

4. недостатня довговічність прецизійних пар (плунжер-втулка, клапан-сідло, голка-розпилювач).

Підвищення якості випуску серійно прецизійних автотракторних дизелів вимагає комплексного здійснення цілої о ряду технічних заходів, що можуть забезпечити різке підвищення їхньої довговічності. Питання підвищення довговічності прецизійних пар повинні зважуватися разом з підвищенням довговічності паливного насоса і дизеля в цілому.

Зношені прецизійні пари викликають порушення первісних гідродинамічних і регулювальних параметрів паливної апаратури. Підвищення продуктивності насоса за рахунок збільшення активного ходу плунжера, як відомо, приводить до зменшення коефіцієнта подачі паливної системи і до збільшення тривалості упорскування в циліндр дизеля. Це приводить до погіршення сумішоутворення і згоряння як наслідок, до зниження максимальної потужності дизеля, збільшенню питомої виграє палива і мінімально стійких оборотів неодруженого ходу.

Таким чином, однієї з задач відновлення первісних характеристик подачі паливної апаратури зі зношеними плунжерними парами, а тим самим і продовження терміну експлуатації, є підвищення продуктивності насоса і збільшення тривалості подачі палива.

На підставі вищевикладеної о слід зазначити, що підвищення впливу конструктивних параметрів прецизійних пар тривалість експлуатації паливної апаратури в проходження можливості збільшення її надійності і довговічності за рахунок зміни деяких параметрів прецизійних пар представляють теоретичний і практичний інтерес.

# 1 ТЕНДЕНЦІЯ ЗБІЛЬШЕННЯ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

Паливна апаратура в значній мірі визначає довговічність дизельного двигуна в зв'язку з великим впливом процесу передачі палива на його робочий цикл. Термін експлуатації паливної апаратури визначається надійністю і довговічністю прецизійних пар: плунжерних, нагнітальних клапанів і розпилювачів форсунок. Тому проблема підвищення надійності і довговічності роботи прецизійних пар є актуальною, дослідженню якої в даний час приділяють велику увагу.

Особливо з прецизійних пар заслуговують з цих позицій нагнітальні клапани. Відновлення їх в експлуатації не вимагає дорогого устаткування й енерговитрат, від роботи яких у великому ступені залежать параметри дизелів. Відновлення характеристик упорскування, паливної апаратури, що відслужила термін експлуатації зі зміною параметрів нагнітального клапана, умовах ремонтно-експлуатаційних майстерень, особливо сільської місцевості, цілком доступно. Цьому питанню і присвячується дійсна робота.

## 1.1. Удосконалення нагнітальних клапанів

Основними умовами забезпечення тривалої експлуатації нагнітальних клапанів є їхнє якісне виготовлення і поліпшення фільтрації палива.

На рис.1.1а показаний графік залежності зносу нагнітального клапана по розвантажувальному пояску від тривалості експлуатації дизеля 8ЧРН30/38 [17]. З графіка видно, що знос розвантажувального пояска досягає 10-15 мкм при роботі його протягом лише 3000 годин.

Нагнітальні клапани зі збільшеним ходом розвантаження ліквідують підвприскування, але при цьому циклова продуктивність насоса зменшується, крім того, при роботі двигуна на малих обертах і навантаженнях така

конструкція клапанів знижує тиск вприскування. Як видно з рис.1.1 б, чим більше хід розвантаження клапана, тим меншу продуктивність має форсунка при тому самому ефективному прохідному перетині розпилюючих отворів.

Застосування нагнітального клапана з каліброваним отвором при малих дозах палива дозволяє усувати пропуски подач, нерівномірність по циклах і ліквідувати підвприск на номінальній подачі. Аналіз різних методів удосконалення нагнітальних клапанів показує, що шляхом зміни деяких його параметрів, наприклад, ходу розвантаження, уведення дроселюючого отвору й ін., можна поліпшити роботу паливної апаратури і продовжити термін її експлуатації.

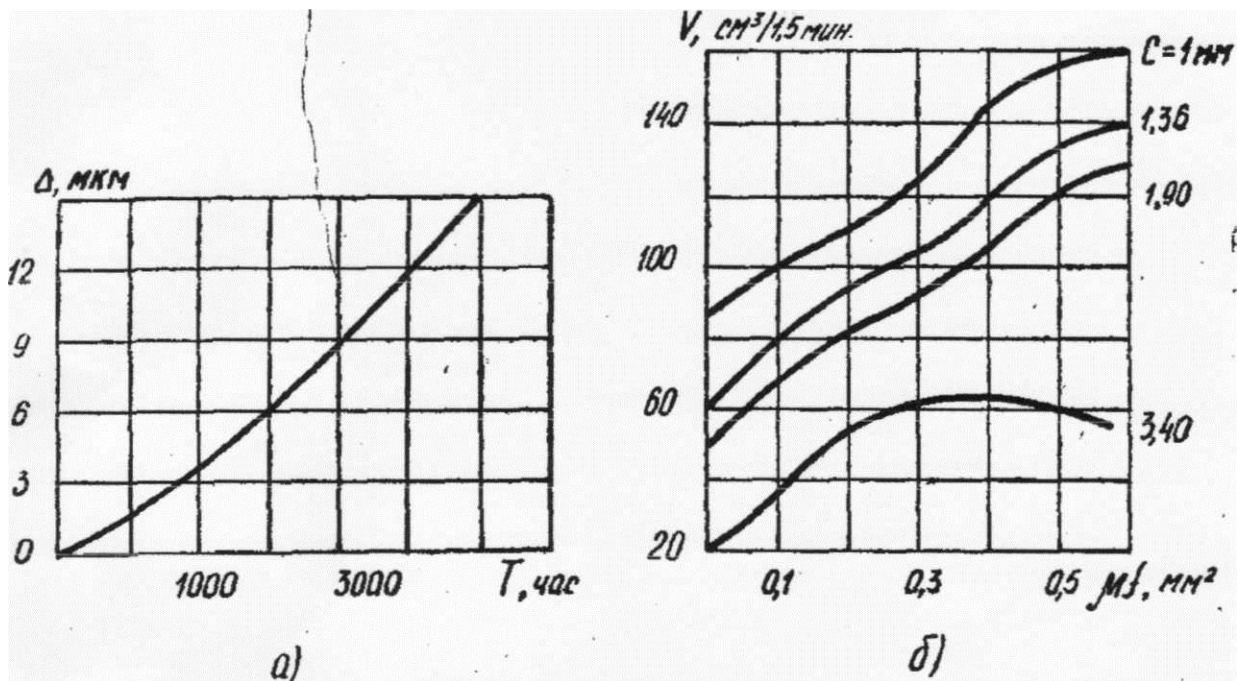


Рис. 1.1. Залежності зносу нагнітального клапана від тривалості експлуатації (а) і продуктивності від ефективного перетину розпилюючих отворів і висоти розташування розвантажувального пояса (б)

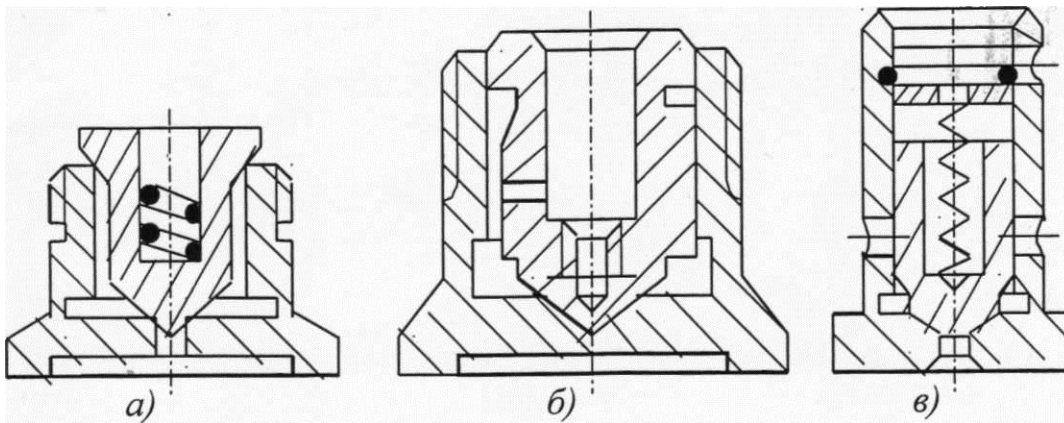
Удосконалення конструкції нагнітального клапана з метою продовження терміну експлуатації паливної апаратури є менш трудомістким у порівнянні з удосконаленням плунжерних пар і розпилювачів форсунок. У той же час вплив параметрів нагнітального клапана на тривалість експлуатації плунжерних пар і



розпилювачів зі збереженням характеристик у період тривалої експлуатації дозволяє більш надійно і відносно дешевше вирішити поставлену задачу. Тому нагнітальний клапан зі зміненими параметрами, що дозволяє одночасно коректувати швидкісну характеристику, ліквідувати підприски і збільшити (чи не змінювати) при цьому продуктивність паливного насоса, становить практичний інтерес.

## 1.2 Класифікація нагнітальних клапанів по конструктивним показникам

Огляд існуючих конструкцій нагнітальних клапанів паливних насосів дозволяє класифікувати їх таким чином: 1) Нагнітальні клапани затопленого типу;



а) - без отвору в тілі клапана;

б) - з отвором в тілі клапана;

в) - з дроселюючою шайбою.

Рисунок 1.2 - Клапани з корпусним ущільненням.

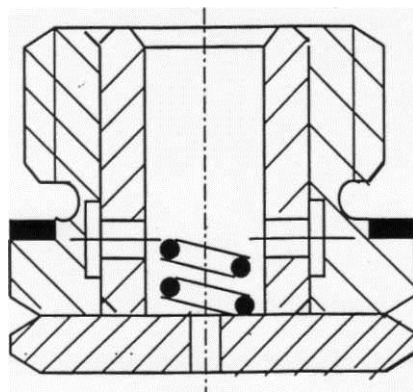
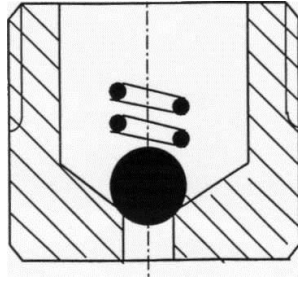
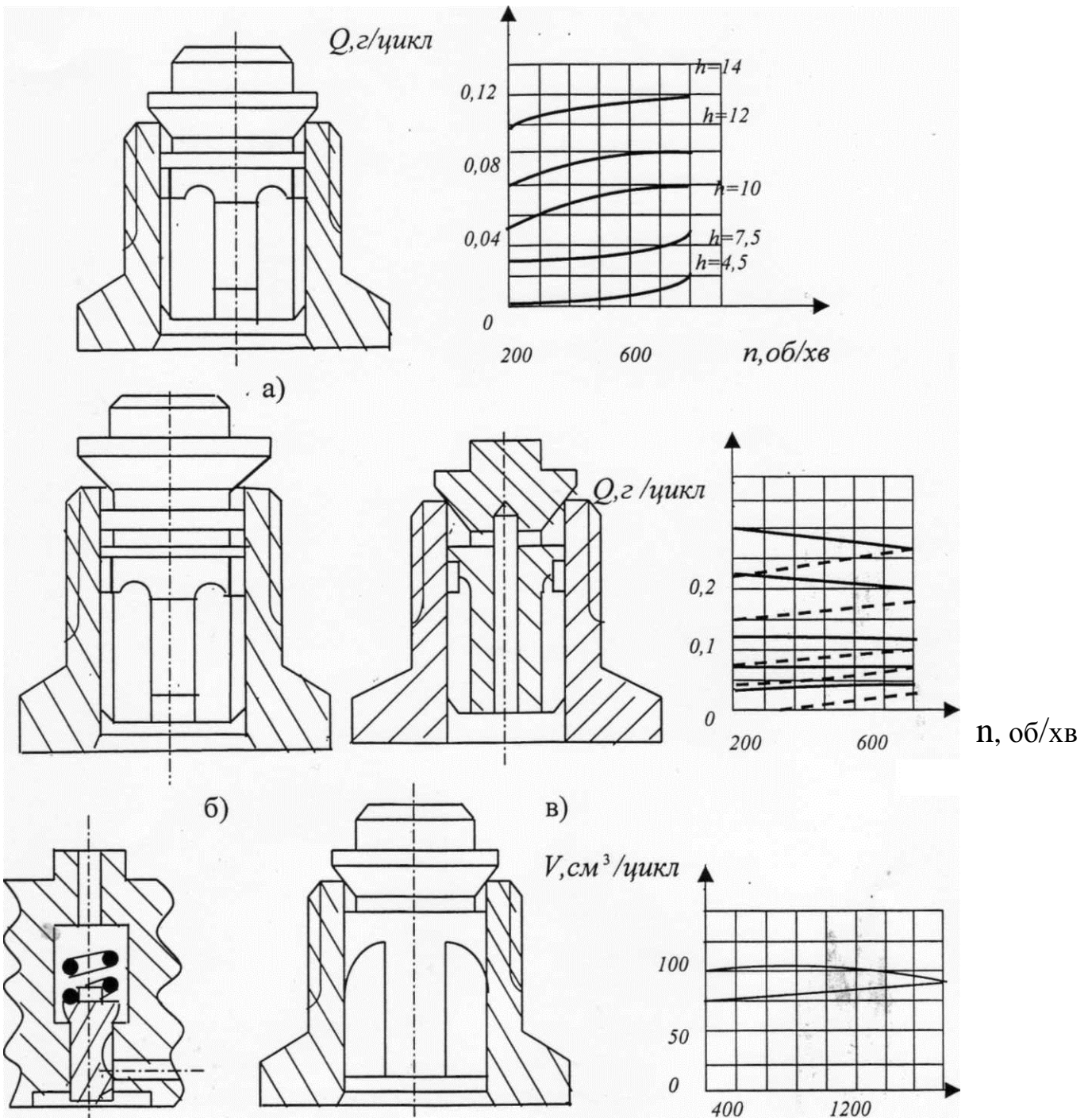


Рисунок 1.3- Клапан з ущільненням по площині.



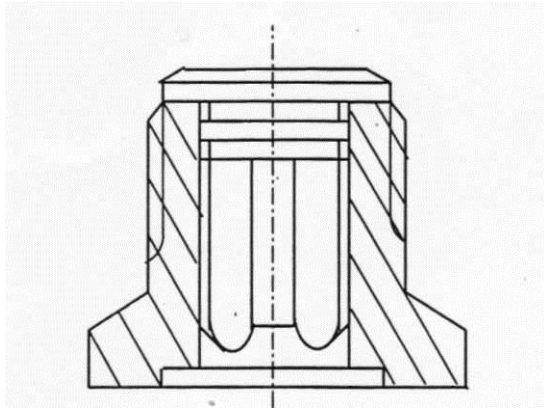
2) Нагнітальні клапани грибкового типу:



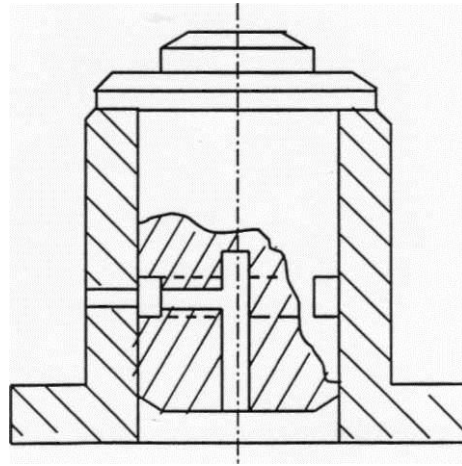
**Рисунок 1.4- Кульковий клапан**

а) - без отворів з одним розвантажувальним паском; б) - без отворів з двома розвантажувальними пасками; в) - з отвором з одним розвантажувальним паском; г) - без розвантажувального паска; д) - з корегувальними перами.

**Рисунок 1.4- Клапани з конусним ущільненням**



а)

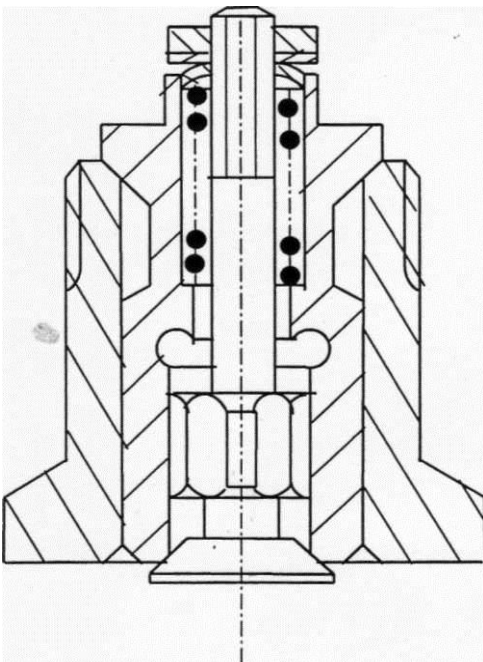


б)

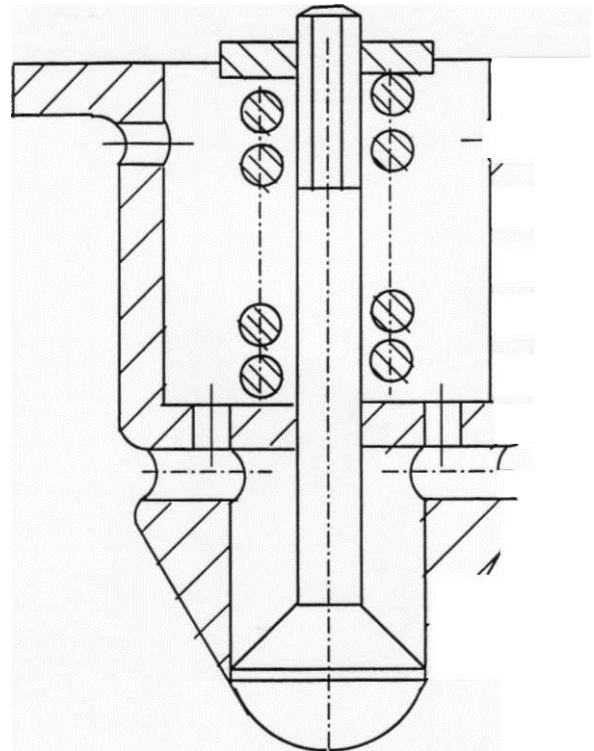
а) - без отворів; б) - з отворами.

Рисунок 1.5- Клапани з ущільненням по площині

### 3) Нагнітальні клапани подвійної дії



а)



б)

а) - без отвору в тілі; б) - з отвором в тілі клапана.

### Рисунок 1.6- Клапани подвійної дії.

Нагнітальні клапани затопленого типу з конусним ущільненням із-за відсутності розвантажувального пояса не забезпечують необхідного розвантаження паливопроводу і стабільної подачі палива, тому великого застосування не знайшли.

Для усунення вказаних недоліків розроблена конструкція нагнітального клапана з отвором в тілі. Особливість такого конструктивного рішення міститься у тому, що при підніманні клапана паливо проходить крізь зазор між посадочним конусом сідла і запірним конусом у внутрішню порожнину. Тільки після цього через отвори у тілі клапана паливо підходить в нагнітальний паливопровід. Наявність розвантажувального паса дозволяє стабілізувати подачу палива. Більша кількість об'єму порожнини великого типу, тиску, рівного  $14,4 \text{ см}^3$ , чинить негативний вплив, є одним з недоліків цього клапана.

На паливних насосах автотракторних двигунів подекуди зустрічаються нагнітальні клапани затопленого типу і з додатковою шайбою, які мають дросельний отвір (Рис.1.2в). В зв'язку з дроселюванням палива крізь отвір у шайбі в період відсікання зменшується відбита хвиля, що сприяє ліквідуванню підпорскувань.

У нагнітальному клапані для спрощення обробки сідло виконано у вигляді плоскої пластини (Рис. 1.3). Посадка клапана на плоску пластину забезпечує в процесі експлуатації менш надійне ущільнення, чим по конусній поверхні.

Спрощену конструкцію нагнітального клапана затопленого типу пропонує фірма Ексцелло (США). Роль клапана тут відіграє кулька, навантажена зверху пружиною (Рис 1.4). Хоча конструкція клапана спрощується, але вона має суттєвий недолік у тому, що не робить розвантаження паливопроводу .

На цей час на паливних насосах автотракторних двигунів найбільш широко застосовуються нагнітальні клапани грибкового типу, споряджені

розвантажувальним паском (Рис. 1.5а). В кінці впорскування по мірі опускання нагнітального клапана у штуцері насоса звільняється об'єм, який називається розвантажувальним. В результаті звільнення об'єму у штуцері насоса тиск в нагнітальному паливопроводі і форсунці різко зменшується, що сприяє більш швидкій посадці голки форсунки на сідло, і усуває можливість підвпорскування палива. До недоліків цього клапана потрібно віднести зменшення циклової подачі палива (Рис. 1.5а) і збільшення нерівномірності подачі по окремим циліндрам двигуна на малих швидкісних режимах роботи.

Одним з ефективних шляхів корегування швидкісної характеристики з метою стабілізації процесу впорскування в зоні малих подач і чисел обертів є застосування нагнітального клапану-коректора з дроселюючими отворами. На Рис. 1.5б поданий клапан-коректор ЦНІДІ швидкісні характеристики паливної апаратури (штрихові криві для серійного клапану, суцільні для клапана-коректора). В процесі роботи висота піднімання такого клапана, а отже, і величина розвантажувального об'єму змінюється в залежності від швидкісного режиму. В зв'язку з цим більшому числу обертів паливного насоса відповідає більше піднімання нагнітального клапана і відносно більш різке збільшення циклової продуктивності в порівнянні з продуктивністю при меншому числі обертів. Застосування клапанів-коректорів ЦНІДІ доцільно на будь якому двигуні. Проте, найбільший ефект такі клапани дають двигунам транспортного типу, так як, одночасно з збільшенням діапазону стабільних циклових подач вони суттєво поліпшують швидкісні характеристики паливних насосів.

У Франції було запропоновано клапан з двома розвантажуючими поясками (Рис. 1.5в). Верхній поясок - ущільнений з малим діаметральним зазором, нижній має більший зазор, забезпечуючий пропуск достатньої кількості палива на малих обертах при відкритті клапана.

Вибираючи визначене співвідношення між діаметром і висотою нижнього паса, можна отримати бажаний закон прогресивної зміни зворотного перепуску палива як функцію числа обертів насоса. Суттєвим недоліком такого клапана є

наявність двох розвантажувальних пасків з різними зазорами, які затрудняють технологію його виготовлення.

У Польщі було запропоновано всережимний клапан-коректор (Рис. 1.5г).

При підніманні клапана паливо по поздовжньому пазу крізь штуцер підводиться до форсунки. В цей час, коли нижня кромка паза входить у втулку клапана, подача палива у форсунку припиняється. При збільшенні числа обертів збільшується швидкість піднімання клапана, що викликає зменшення подачі палива до форсунки. Всережимність регулювання забезпечується зміною прохідного перерізу поздовжнього паза на клапані за допомогою стержня.

Конструкція нагнітального клапана фірми Г-БОШ (ФРГ), зображена на Рис. 1.5д, забезпечує збільшення циклової подачі при зменшенні числа обертів двигуна. Клапан має по направляючій частині пази перерізу, який зменшується, наявність яких викликає дроселювання палива при його перетіканні з надплунжерної порожнини у трубопровід. Недоліком подібного методу корегування є запізнення впорскування на великих швидкісних режимах із-за великого розвантаження нагнітального трубопровода. Це може привести до погіршення індикаторного коефіцієнта корисної дії (зниження потужності двигуна).

На паливний насос дизеля КДМ ставиться нагнітальний клапан, зображений на рис. 1.6а. В цій конструкції ущільнення виконано по горизонтальній площині.

Зменшення жорсткості роботи швидкохідного дизеля з безпосереднім впорскуванням можливо досягти застосуванням клапана, який дозволяє одержувати ступінчастість. Із-за деякої не ідентичності роботи окремих елементів паливної системи, цей нагнітальний клапан буде підніматись на різну висоту, що призведе до нерівномірного розподілу палива між попереднім і основним вприском за циклами. Оце і є його недоліком.

Із аналізу конструкцій нагнітальних клапанів видно, що

1. Нагнітальні клапани затопленого типу (група 1) без розвантажуючого паса в процесі експлуатації насоса не забезпечують необхідного розвантаження паливопроводу і стабільності подачі палива, клапани з отворами або з допоміжною шайбою стабілізують подачу палива, але велика величина об'єму порожнини високого тиску негативно впливає на процес вприску, тому такі клапани на паливних насосах автотракторних дизелів не знайшли широкого застосування.

2. Нагнітальні клапани подвійної дії (група 3) усувають циклову нерівномірність і впорскування палива, але збільшують порцію палива, яке поступає за період індукції в циліндр двигуна. Це сприяє збільшенню жорсткості роботи дизеля, а також як паливні системи тракторних дизелів з шрифтовими форсунками підвпорскування не мають, збільшення жорсткості роботи дизеля не бажано - застосувати такі клапани не доцільно.

3. Спеціальні нагнітальні клапани (група IV) зменшують коливання тиску у трубопроводі, але складна система рухомих частин зменшує їх надійність і довговічність.

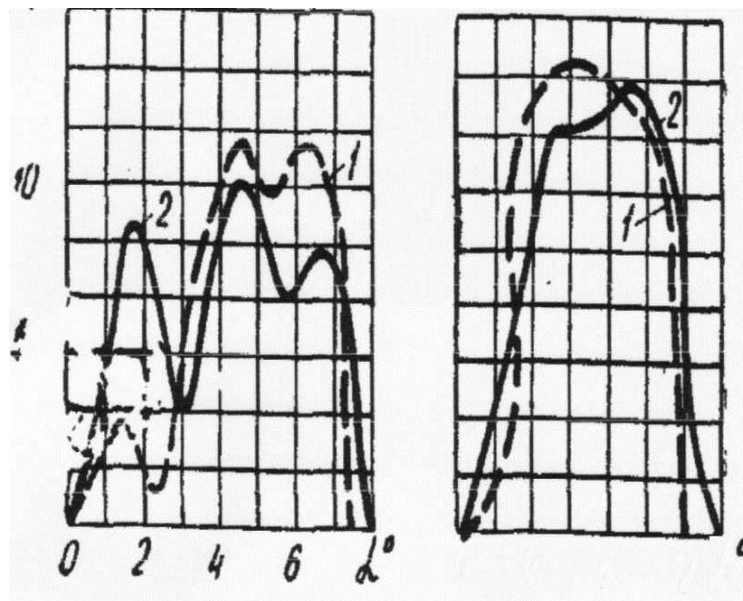
4. Нагнітальний клапан грибкового типу (група II) є найбільш надійним, відносно простим по конструкції, який забезпечує необхідне розвантаження трубопровода, але при такому клапані спостерігається зменшення циклової подачі палива, збільшення нерівномірності подачі, зменшення числа обертів вала насоса. Клапани з дроселюючими отворами усувають вказані недоліки, але, одночасно, зменшують продуктивність насоса.

Таким чином, проведений аналіз конструкції нагнітальних клапанів дає можливість зробити вибір найбільш простішого, а як наслідок, найбільш надійного у роботі нагнітального клапана, зміна параметрів якого з метою покращення процесу паливоподачі збільшить строк експлуатації паливної апаратури, і не ускладнить його конструкції.

### **1.3 Вплив конструкції нагнітальних клапанів на основні показники дизеля**



Аналіз різних методів удосконалення нагнітальних клапанів показує, що шляхом зміни деяких параметрів наприклад, ходу розвантаження, уведення дроселюючого отвору й ін., можна відновити характер паливної апаратури і продовжити термін її експлуатації. Наприклад, збільшений хід розвантаження клапана, що визначається висотою розташування розвантажувального пояска підвищує в перший момент, а потім зменшує кількість палива, подаваного на  $1^\circ$  повороту вала насоса і збільшує тривалість упорскування (рис.1.7а, крива 2) у порівнянні із серійним клапаном (крива 1) [1]. Величина підйому нагнітального клапана до деякої міри залежить від величини зазору по паску, що розвантажує, а збільшення зазору (рис. 1.7б, крива 2) [1] приводить до зменшення швидкості закінчення упорскування з одночасним збільшенням його тривалості



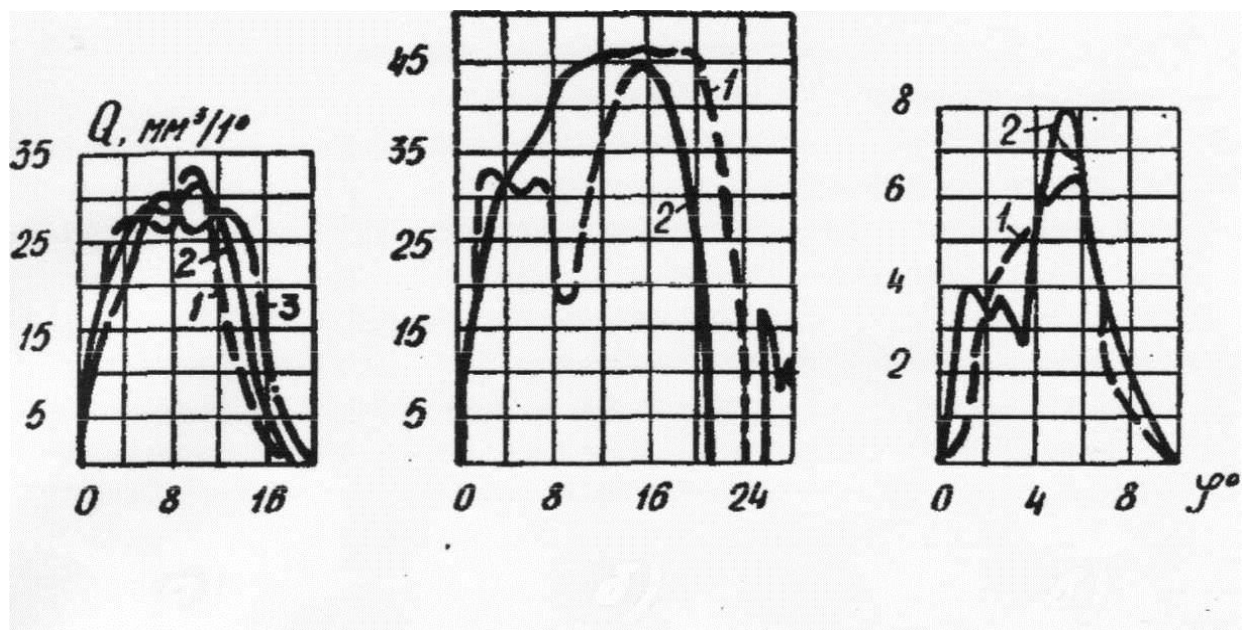
**Рис** Вплив параметрів нагнітального клапана на закон топ., подачі:

а) 1 — клапан серійний, 2 — клапан зі збільшеним ходом навантаження; б) 1 — клапан серійний, 2—клапан зі збільшеним зазором по паску, що розвантажує; в) 1 — твердість пружини клапана нормальна, 2— твердість пружини клапана збільшена.

Характеристики подачі палива (передній і задній фронти) залежать і від твердості пружини клапана. Як видно з рис.1.2& при зменшенні твердості пружини (крива 2) зростає тривалість упорскування за рахунок

Характеристики подач палива з нагнітальними клапанами різної конструкції, випробуваних на насосах дизеля Д100 приведені на рисі.1.8 а [18]. Крива 1 отримана для паливної системи з нагнітальним клапаном подвійної дії, а крива 2 — для системи, що має клапани з паском, що відсмоктує. Ці криві практично ідентичні. У порівнянні з характеристикою подачі, отриманої для серійної паливної апаратури (крива 3), характеристики 1 і 2 мають на початку період більш крутий передній фронт. Протягом першої фази упорскування подається більше палива, чим серійною апаратурою. Фаза розвантаження для цих двох систем скоротилася, а тривалість упорскування зменшилася.

Характеристики паливоподачі насоса двигуна Д-240(рис.1.8б) [18] із серійним клапаном (крива 1) і з клапаном подвійної дії (крива 2) показують, що для розглянутих варіантів передні фронти на початку фази подачі практично ідентичні. Надалі на кривій 2 спостерігається провал тобто різке зниження продуктивності системи, довпорскування при цьому не спостерігається. Нагнітальний клапан спеціальної конструкції, запропонований І. В. Астаховим [1], дозволяє одержувати східчасту характеристику впорскування (рис.1.8в, крива 2) — крива 1 відповідає характеристиці при серійному клапані насоса типу ТН.



а)

б)

в)

**Рис 1.8. Характеристики подачі палива з нагнітальними клапанами різної**

**конструкції: а) для дизеля Д100: 1- клапан подвійної дії, 2- клапан з відсмоктувальним пояском, 3- клапан серійний; б) для дизеля Д-21: 1- клапан серійний, 2- клапан подвійної дії, в) для дизеля Д-75: 1-клапан серійний, 2- клапан спеціальний.**

Таким чином, що відповідає підбором конструктивних параметрів нагнітального клапана можна одержати оптимальний закон подачі палива, що впливає на процес горіння в циліндрі дизеля. Поряд з потужністю і витратою палива, що є основними показниками роботи дизеля, важливе значення мають показники, що істотно впливають на довговічність останнього. До них відносяться: середня швидкість наростання тиску процесу згорання, максимальний тиск згорання і температура газів у циліндрі дизеля

Однієї з причин підвищених динамічних навантажень на деталі шатунно-поршневої групи, їхній передчасний знос поломок у процесі експлуатації є

«тверда» робота дизеля. «Твердість» роботи дизеля можна знизити забезпеченням такого закону подачі, при якому в циліндр дизеля за період затримки самоzapалювання впорскується мінімальна кількість палива (східчаста характеристика упорскування казана на рис.1.8в). Попередня порція палива, пройшовши стадію фізико-хімічної підготовки, спалахує, забезпечуючи підвищення тиску і температури стиснутого в циліндрі повітря. Обумовлюючи наявність у циліндрі вогнищ горіння в момент основного впорскування палива, попереднє впорскування дозволяє значно скоротити час його підготовки до запалення.

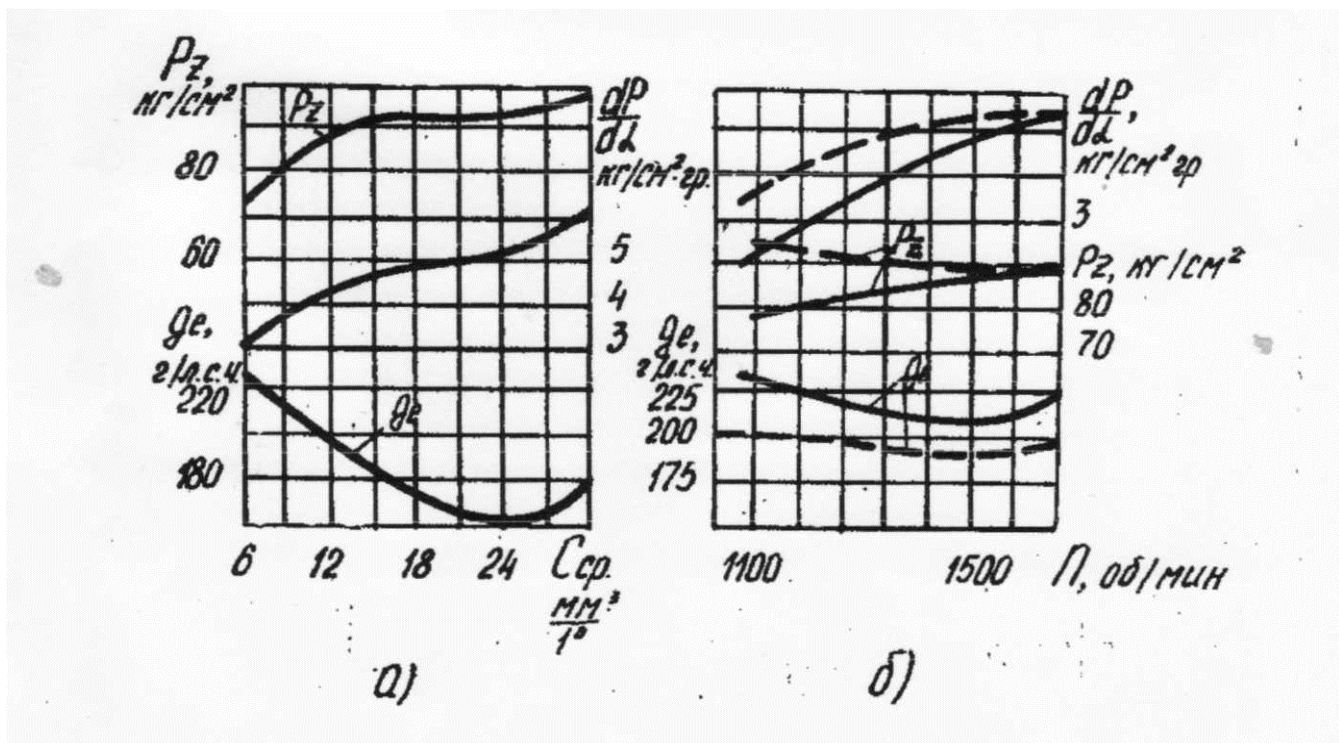


Рис1.9. Залежність динаміки згоряння від середньої швидкості паливopодачі (а) і основні показники дизеля Д-20 (б). Суцільні лінії — серійна паливна апаратура, штрихові — модернізована паливна апаратура.

Одним з факторів, що впливають на якість утворень робочої суміші в нерозділених і напіврозділених камерах згоряння, є тонкість розпилювання палива. Більш того розпилювання досягається при збільшенні швидкості упорскування палива (у результаті чого зростає число зон, де забезпечуються оптимальні умови для виникнення вогнищ запалення) і скороченні загальної тривалості упорскування. Усі ці фактори сприяють тому, що в момент запали до згоряння виявляється підготовленої майже вся доза вприснутого палива, у зв'язку з чим збільшується максимальне явище згоряння і швидкість його наростання. З рис. 4 видно, що збільшенням швидкості упорскування можна знизити питому витрату палива до мінімуму, але в той же час підвищується максимальний тиск згоряння і збільшується «твердість» роботи дизеля

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)[19].$$

Сукупність термодинамічних процесів, протікають у циліндрі двигуна, визначає характер індикаторної діаграми і швидкість тепловиділення. Характеристика подачі палива дуже впливає на закон тепловиділення. На рис. 1.10. зображено характеристики подачі палива [ $Q = f(G)$ ] і виділення тепла [ $X = f(\varphi)$ ] чотиритактного дизеля MAN середньої потужності при  $n = 500$  об/хв — (а) і тихохідне двотактного дизеля MAN при  $n = 130$  об/хв — (б). На характеристиках, видно недостатньо різке відсічення. У результаті чого, утворення хвиль тиску в нагнітальному трубопроводі в момент закінчення подачі викликає підвприск палива, що негативно впливає на процес виділення тепла зменшує коефіцієнт корисної дії двигуна. При нормальному процесі згоряння характеристика виділення тепла може бути схематично

представлена трикутником в (рис1.10)

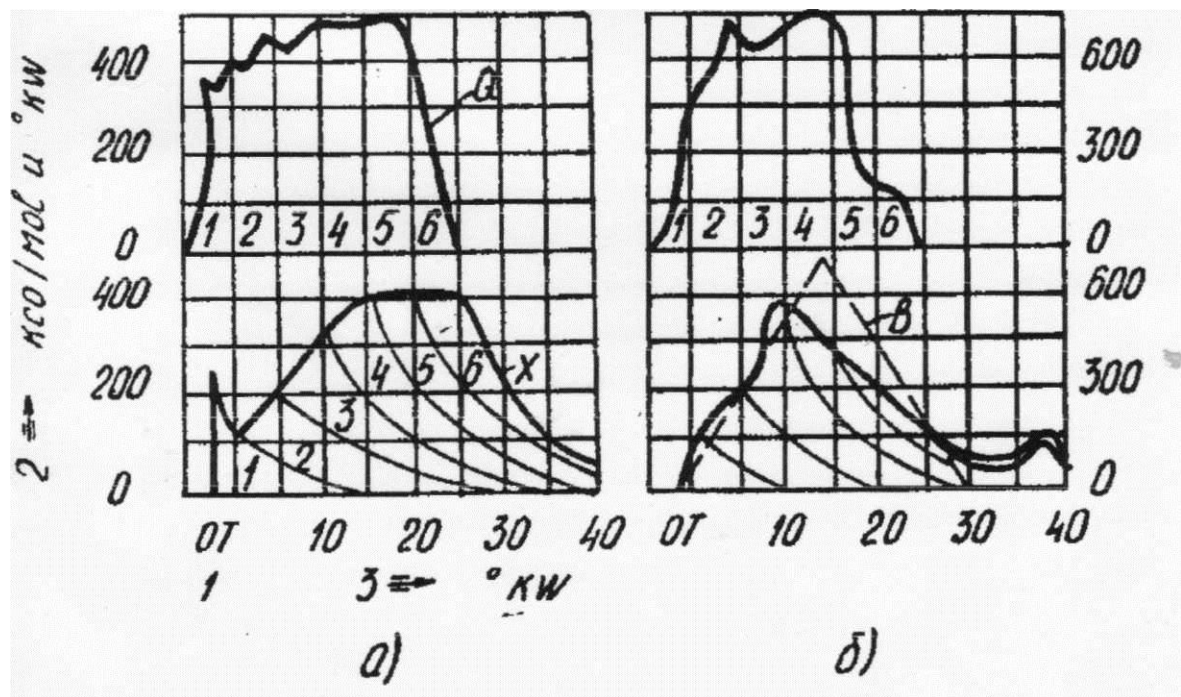


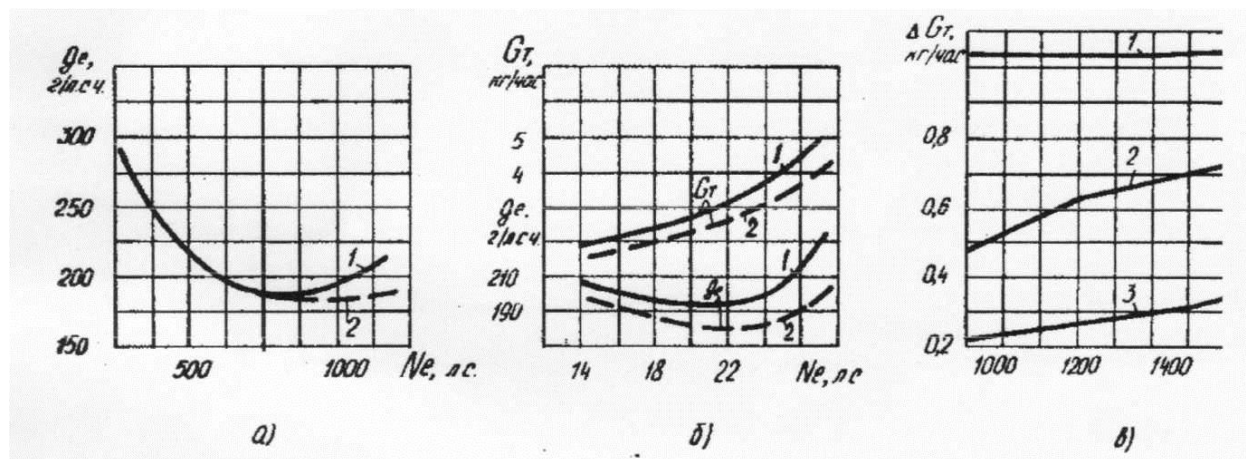
Рис.1.10. Характеристики подачі палива і виділення тепла чотирьохтактного (а) і двухтактного (б) дизеля MAN.

Таким чином, важливими ділянками характеристики тепловиділення є початкова і завершальна стадії виділення тепла. Паливна економічність дизеля підвищується при інтенсифікації процесу згоряння. У цьому випадку крива тепловиділення в початковій стадії буде підніматися більш круто, у завершальній — мати різке закінчення. Шляхом підбора оптимального закону подачі палива, для кожного окремого випадку, можна одержати оптимальний закон тепловиділення, що буде сприяти підвищенню КПД.

У зв'язку з тим, що конструкція нагнітального клапана впливає на закон подачі палива, отже, клапан повинний впливати і на основні показники дизеля. Для виявлення впливу параметрів нагнітального клапана на основні показники

дизеля необхідно, у першу чергу, порівняти результати, отримані при дослідженні робочого процесу двигуна без нагнітального клапана і з нагнітальним клапаном.

Так, наприклад, дослідження, проведені на дизелі Д-20 [1], показали, що при відсутності нагнітального клапана економічні показники робочого процесу дизелі погіршуються. Потужність помітно зменшується (до 12,5 л. с. замість 20 л. а). Порівняльні іспити роботи дизеля Д-240 провівши із серійною паливною апаратурою і паливною апаратурою з нагнітальними клапанами подвійної дії, показали, що застосування такого клапана дає на номінальному і близьких до нього режимах зниження питомої витрати палива в межах 2-3%, а на режимах малих навантажень забезпечує усталену роботу дизеля (рис.1.11 а) [20]. Причиною поліпшення робочого процесу дизеля є ліквідація підвприсків, що мають місце при серійних клапанах.



**Рис.6. Характеристики дизелів з нагнітальними клапанами різної конструкції:**

- а) навантажувальна дизеля Д-240; б) навантажувальна дизеля Д-21; в) залежність відмінності годинної витрати палива від числа обертів при різних ходах розвантажувального клапана (1- $h=1,35$ ; 2-  $h=1,6$ ; 3-  $h=2,7$  ) суцільні лінії - клапан серійний, пунктирні- клапан з отвором в сідлі.

Дослідження, проведені на дизелі Д-21, показали, найбільш ефективними і прийнятними заходу з метою усунення підвприсків у системі паливоподачі з насосом розподільного типу НД-21/2 з'явилося застосування нагнітального клапана з розвантажувальним отвором. З характеристик (рис.1.11) [21] видно,

що ліквідація підвприсків палива при застосуванні вищевказаного нагнітального клапана поліпшує економічні показники дизеля Д-21 приблизно на 3% на номінальному режимі роботи.

Збільшення швидкості посадки голки форсунки може бути досягнуте за рахунок збільшення ходу і швидкості розвантаження нагнітального клапана. Як видно з (рис1.11e) [22], застосування клапана зі збільшеним ходом розвантаження дозволяє зменшувати годинна витрата палива.

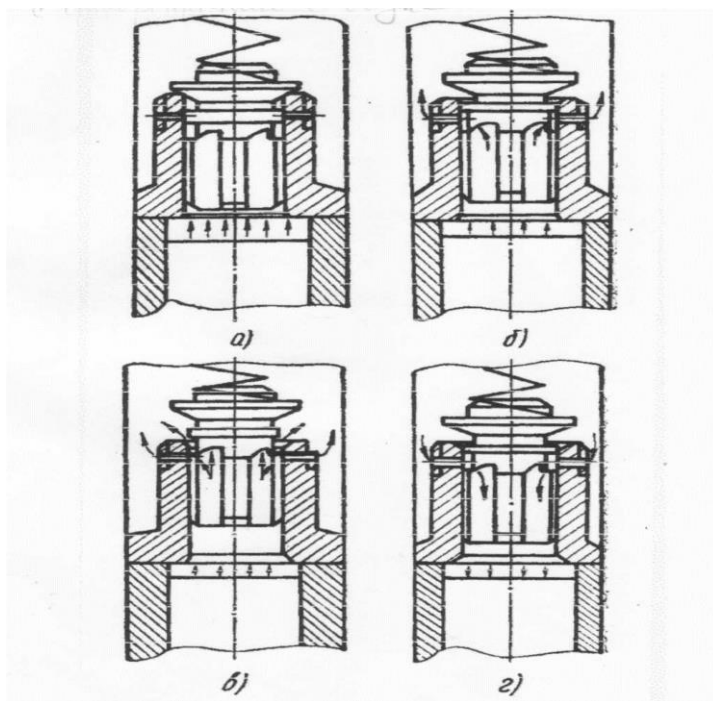
Стабілізація процесу упорскування і корекція швидкісних характеристик можливі за рахунок застосування клапана-коректора зі спеціальними отворами, що входять під ущільнювальний конус. Швидкісні характеристики насоса з даним клапаном поліпшуються, зникає циклова нерівномірність [16]. В області великих навантажень при зменшенні числа оборотів має місце збільшення циклової подачі, що сприятливо позначається на росту моменту дизеля, що крутить, на знижених оборотах. Испитами на дизелі Д-6 встановлено, що границя усталеної роботи дизеля при серійному клапані відповідає  $n = 500$  об/хв, а при клапані-коректорі -  $n = 300$  об/хв.

Таким чином, нагнітальний клапан відноситься до числа основних елементів паливної системи, у значній мірі визначальний економічні і потужнісні показники дизеля.



## 2.Нагнітальний клапан з отворами в сидлі

### 2.1 Дослідження робочого процесу клапана



*Рис.2.1. Нагнітальний клапан грибкового типу з отворами в сидлі.*

Нагнітальний клапан грибкового типу з одним розвантажувальним

пояском в значній мірі впливає на роботу паливної апаратури і дизеля при зміні деяких його параметрів. З огляду на зазначені переваги даного нагнітального клапана в нашій роботі, для дослідження впливу його параметрів на тривалість експлуатації паливної апаратури, пропонується клапан грибоквого типу з отворами в сідлі і різному ході розвантаження (рис. 2.1) [23]. Робота даного клапана заключається в наступному.

При досягненні під клапаном тиску, рівного  $6 - 10 \text{ кГ/см}^2$ , він починає (підніматися і розвантажувальний поясок відкриває отвори в сідлі (рис. 2.1). Паливо з надплунжерної порожнини починає надходити через ці отвори в порожнину штуцера раніш, ніж розвантажувальний поясок вийде з каналу сідла. Відбувається підживлення паливом порожнини трубопроводу високого тиску. По експериментальним даним, продуктивність насоса при такому клапані збільшується на 15—70% (у залежності від величини ходу розвантаження). При закінченні пронесу упорскування, коли клапан почне сідати на своє сідло, паливо з порожнини штуцера буде продовжувати перетікати в порожнину плунжера через отвори в сідлі до тих пір, поки розвантажувальний поясок не перекриє отвору. Це сприяє додатковому розвантаженню трубопроводу високого тиску.

Протікання процесу паливоподачі насоса з нагнітальними клапанами, що мають отвору в сідлі (рис. 2.1), можна розбити на наступні етапи:

- 1 — від початку руху плунжера до початку руху нагнітального клапана;
- 2 — від початку руху нагнітального клапана до моменту початку відкриття паском отвору, що розвантажує, у сідлі;
- 3 — від початку відкриттів отворів у сідлі паском, що розвантажує, до моменту його виходу з каналу сідла;
- 4 — від моменту виходу розвантажувального пояска із сідла початку відкриття відсічного вікна;
- 5 — від моменту відкриття відсічного вікна до моменту входу розвантажувального пояска у канал сідла;

6 — від моменту входу розвантажувального пояса у канал сідла до моменту перекриття отворів у сідлі;

7 — від моменту перекриття отворів у сідлі до моменту посадки клапана на сідло;

8 — від моменту посадки клапана на сідло до моменту, при якому зникає можливість повторного упорскування палива.

Як вихідні рівняння розрахунку процесу палива подачі використовуються рівняння Н. Е. Жуковського про несталий рух

стисливої рідини в пружному трубопроводі, що записуються у виді

системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx}; \\ \frac{dP}{dc} & \end{aligned} \right\} (2.1)$$

Перший етап.

При русі плунжера до перекриття усмоктувального вікна, частина палива з надплунжерного простору перетікає назад в усмоктувальну

магістраль (рис. 2.1). За рахунок зростання швидкості витікання палива через це вікно, у міру

зменшення площі його прохідного перетину, підвищуються гідравлічні опори, унаслідок чого

тиск палива в порожнині плунжера плавно зростає. Рівняння граничних умов для цього

етапу записується у виді (по теорії И. В. Астахова):

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = F_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt} - \mu_{BC} \cdot F_{BC} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\nu} \cdot (P_H - P_{BC})} \cdot q_1 \quad (2.2)$$

де

$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt}$  — зміна обсягу палива внаслідок його тиску;

$F_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt}$  — обсяг палива, поданий плунжером у камеру нагнітання;

$\mu_{BC} \cdot f_{BC} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\nu} \cdot (P_H - P_{BC})}$  – перепуск палива через усмоктувальне вікно;

$q_1$  – виток палива через зазор плунжерної пари в картер паливного насоса

Другий етап.

У цей період усмоктувальне вікно цілком перекрите плунжером. Деяка частина палива перетікає в нагнітальний трубопровід внаслідок підтискання його при підйомі нагнітального клапана і перетікання через зазор пояса, що розвантажує. Тиск у надплунжерному просторі швидко підвищується, внаслідок чого спостерігається витік частини палива, через зазор у золотниковій області плунжера в порожнину усмоктування. Граничні умови для цього згана запишуться в наступному виді:

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_{II} \cdot \frac{dh_{II}}{dt} - f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - \mu_{III} \cdot f_{III} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\nu} \cdot (P_H - P'_H)} \cdot q_1 - q_2 \quad (2.3)$$

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} + \mu_{III} \cdot f_{III} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\nu} \cdot (P_H - P'_H)} - f_T \cdot C_T \quad (2.4)$$

$$M_K \cdot \frac{d^2 h_K}{dt^2} + \delta \cdot h_K + f_K \cdot P_K = f_K \cdot (P_H - P'_H) \quad (2.5)$$

Де

- виток палива через зазор пояса нагнітального клапана, що розвантажує;

$q_2$  – виток палива через золотникову частину плунжера;

$M_K$  - маса нагнітального клапана;

$\delta \cdot h_K$  – сила пружності пружини клапана;

$f_K \cdot P_K$  – сила початкового затягування пружини;

$f_T \cdot C_T$  – кількість палива, що перетікає в нагнітальний трубопровід.

Третій етап.

При подальшому русі нагнітального клапана розвантажувальний поясок починає відкривати отвору в сідлі. Паливо з порожнини плунжера починає перетікати в порожнину штуцера через ці отвори (рис. 2.1). Тиск у порожнині штуцера підвищується і при виході розвантажувального пояска з каналу сідла тиску в порожнинах плунжера і штуцері вирівнюються.

Унаслідок це упорскування палива в циліндр двигуна починається раніш у порівнянні із серійними клапанами. Граничні умови в даному випадку записуються в наступному виді:

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt} - f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - (\mu_{\text{Щ}} \cdot f_{\text{Щ}} + \mu_0 \cdot f_0) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P_H - P'_H) - q_1 - q_2 \quad (2.6)$$

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt} - f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - (\mu_{\text{Щ}} \cdot f_{\text{Щ}} + \mu_0 \cdot f_0) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P_H - P'_H) - f_T \cdot C_T \quad (2.7)$$

$$M_K \cdot \frac{d^2 h_K}{dt^2} + \delta \cdot h_K + f_K \cdot P_K = f_K \cdot (P_H - P'_H) \quad (2.8)$$

де

$\mu_0 \cdot f_0$  - площа ефективного прохідного перетину отворів у сідлі клапана.

З рівняння (9) випливає, що збільшення добутку

$\mu_0 \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P_H)$  приводить до підвищення тиску в порожнині штуцера,

а отже, і продуктивності насоса.

Четвертий етап.

Після виходу розвантажувального пояска з каналу сідла, паливо з порожнини плунжера в порожнину штуцера починає надходити одночасно через отвори в

сідлі клапана і прохідну щілину між клапаном і його сідлом (рис. 11в). Рівняння граничних умов можна записати наступному виді:

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt} - f'_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - (\mu_0 \cdot f_0 + \mu' \cdot f') \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P_H - P'_H) - q_1 - q_2 \quad (2.9)$$

$$\alpha \cdot V'_H \cdot \frac{dP'_H}{dt} = f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - (\mu_0 \cdot f_0 + \mu' \cdot f') \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P_H - P'_H) - f_T \cdot C_T \quad (2.10)$$

$$M_K \cdot \frac{d^2 h_K}{dt^2} + \delta \cdot h_K + f'_K \cdot P_K = f_K \cdot (P_H - P'_H) \quad (2.11)$$

де  $\mu' \cdot f'$  - площа ефективного прохідного перетину

### П'ятий етап.

З моменту початку відкриття косої крайки плунжера відсічного вікна у втулці, паливо з великою швидкістю починає перетікати з порожнини плунжера в усмоктувальну магістраль через отвори в сідлі і прохідній щілині між клапаном і сідлом

Рівняння граничних умов можна записати в наступному виді:

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt} - f'_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - (\mu_0 \cdot f_0 + \mu' \cdot f') \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P_H - P'_H) - \mu_{отс} \cdot f_{отс} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P'_H - P_{вс}) \quad (2.12)$$

$$\alpha \cdot V'_H \cdot \frac{dP'_H}{dt} = f'_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - (\mu_0 \cdot f_0 + \mu' \cdot f') \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P_H - P'_H) - \mu_{отс} \cdot f_{отс} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma}} \cdot (P'_H - P_{вс}) - f_T \cdot C_T \quad (2.13)$$

$$M_K \cdot \frac{d^2 h_K}{dt^2} + \delta \cdot h_K + f'_K \cdot P_K = f_K \cdot (P_H - P'_H) \quad (2.14)$$

де  $\mu_{отс} \cdot f_{отс}$  - площа ефективного прохідного перетину відсічного вікна.

**Шостий етап.** З моменту входу паска клапана, що розвантажує, у канал сідла порожнини плунжера і штуцера повідомляються тільки за допомогою отворів у сідлі (рис. 2.1г). Через ці отвори паливо з порожнини штуцера продовжує перетікати в усмоктувальну порожнину. За рахунок цього виробляється більш глибоке розвантаження високого тиску, що сприяє більш різкій посадці голки розпилювача, ліквідації повторного упорскування і підтікання палива в розпилювачі. Граничні умови цього етапу записуються в наступному виді:

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt} - f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - \mu_0 \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_H - P'_H)} - \mu_{отс} \cdot f_{отс} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P'_H - P_{BC})} \quad (2.15)$$

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP'_H}{dt} = f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - \mu_0 \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P_H - P'_H)} - \mu_{отс} \cdot f_{отс} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\gamma} \cdot (P'_H - P_{BC})} - f_T \cdot C_T \quad (2.16)$$

$$M_K \cdot \frac{d^2 h_K}{dt^2} + \delta \cdot h_K + f_K \cdot P_K = f_K \cdot (P_H - P'_H) \quad (2.17)$$

**Сьомий етап.** На даному етапі розвантажувальний поясок цілком перекриває отвору в

сідлі (рис. 2.1), протікання палива з порожнини штуцера в порожнину усмоктування припиняється. Граничні умови запишуться у виді:

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = f_{\Pi} \cdot \frac{dh_{\Pi}}{dt} - f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} \quad (2.18)$$

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP'_H}{dt} = f_K \cdot \frac{dh_K}{dt} - f_T \cdot C_T \quad (2.19)$$

$$M_K \cdot \frac{d^2 h_K}{dt^2} + \delta \cdot h_K + f_K \cdot P_K = f_K \cdot (P_H - P'_H) \quad (2.20)$$

**Восьмий етап.** Клапан закрив сідло (рис. 2.1а), плунжер не впливає на подальше протікання процесу впорскування. До об'єму штуцера усе ще підходять хвилі, що характеризуються величиною  $W(t)$ , що, у свою чергу, утворює відбиті хвилі, які ідуть знову до форсунки і характеризуються величиною  $u(t)$ . Граничні умови даного етапу визначаються одним рівнянням

$$\alpha \cdot V_H \cdot \frac{dP_H}{dt} = -f_T \cdot C_T \quad (2.21)$$

Інші параметри упорскування визначаються як показано в роботі И.В.Астахова[2]

## 2.2 Дослідження процесу для вхідного перерізу паливопровода насоса

У дослідній системі найбільш загальним є п'ятий етап, в якому нагнітальний клапан переміщається повз каналу гнізда, прохідна площа відсічних вікон безперервно зростає, плунжер продовжує подавати паливо в нагнітальний трубопровід.

Рівняння процесу для цих умов:

$$\alpha V_H \frac{dp_H}{dt} = f_n C_n - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p_b} - \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p'_n} - f_k \frac{dh_k}{dt}; \quad (2.23)$$

$$\alpha V'_H \frac{dp'_H}{dt} = \mu_{ш} f_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p'_n} - f_k \frac{dh_k}{dt} - f_T C \quad (2.24)$$

$$M \frac{d^2 h_k}{dt^2} + \delta h_k + f'_k p_k = f'_k (p_H - p'_n) \quad (2.25)$$

Рівняння (13) описує миттєвий баланс палива в камері нагнітання насоса  $V_1$ . Перший член рівняння характеризує кількість палива, що залишається в об'ємі  $V_1$  в стислому стані, другий - об'ємну швидкість виштовхування палива плунжером насоса, третій - об'ємну швидкість перетікання палива через прохідну площу відсічних вікон в лінію відсічки, четвертий - об'ємну швидкість перетікання палива з камери нагнітання  $V_1$  в обсяг штуцера насоса  $V_1$  через прохідну щілину між кромкою розвантажувального паска нагнітального клапана і торцевої поверхнею посадкового конуса цього ж



клапана, п'ятий член визначає швидкість заповнення паливом об'єму, який вивільняється клапаном при його піднятті, а при опусканні клапана цей член визначатиме швидкість витіснення палива з об'єму штуцера  $V_2$  в об'єм  $V_1$ . Під час розташування розвантажувального паска клапана поза каналом гнізда робочою площею клапана, на яку діють тиски  $p_1$  і  $p_2$ , буде площа поперечного перетину по його перах. Таким чином, рівняння (13) показує, скільки плунжер витіснив палива при своєму русі і на що витрачено це паливо.

Рівняння (14) описує баланс палива для об'єму штуцера  $V_2$ , який безпосередньо стикається з вхідним перерізом с нагнітального трубопроводу. Отже, рівняння (14) одночасно є і рівнянням балансу палива для вхідного перерізу трубопроводу. Перший член цього рівняння характеризує кількість палива, що залишається в об'ємі  $V_2$  в стислому стані, другий - визначає кількість палива, що знаходиться в об'ємі і  $V_1$  через прохідний перетин під розвантажувальним паском нагнітального клапана, третій - вказує, яка кількість палива витісняється в об'єм  $V_1$  пера клапана, четвертий член визначає кількість палива, що надходить в нагнітальний трубопровід через його вхідний перетин  $f$ . Рівняння (14) показує, скільки палива надійшло в об'єм  $V_2$ , скільки його залишилося в цьому об'ємі в стислому стані і скільки надійшло в нагнітальний трубопровід через вхідний перетин  $f$ .

З розгляду рівнянь (13) і (14) випливає поняття про так званий миттєвий коефіцієнт подачі палива в нагнітальний трубопровід. Теоретично можливу кількість палива характеризує член  $f_n C$ . Кількість палива, що надходить в нагнітальний трубопровід, характеризує член  $f_T C$ . Тоді миттєвий коефіцієнт подачі палива для вхідного перерізу трубопроводу :

$$n_{\text{н.с}} = \frac{f_T C}{f_n C} \quad (16)$$

Коефіцієнт  $n_{ex}$  є відношення об'ємної швидкості надходження в нагнітальний трубопровід до об'ємної швидкості витіснення палива плунжером насоса.

Рівняння граничних умов (15) описує рух нагнітального клапана. Перший член цього рівняння характеризує сили інерції, що діють на клапан, другий - враховує дію на клапан сили пружності пружини, третій - сили початкового затягування пружини клапана. Зазначені сили врівноважуються силою, яка визначається різницею тисків ( $p_H - p$ ) - Таким чином, рівняння руху клапана є рівнянням балансу сил, що діють на клапан, причому сила  $f'_k(p_H - p)$  прагне відірвати клапан від гнізда, а інші сили - притиснути його до посадкового конусу.

Рівняння (13) - (15) і система рівнянь (4) повинні бути вирішені спільно. Розглянемо метод вирішення зазначених рівнянь для розрахунку процесу впорскування без допомоги персональних обчислювальних машин. Згідно з принципом почленного інтегрування рівняння (13) можна записати у вигляді:

$$\alpha V_{ncp} \int_{p'_H}^{p_H} dp_H = f_n \int_{t_1}^t C_n dt - \mu_0 f_0 \int_{t_1}^t \sqrt{p_H - p_{bc}} dt - \mu_{ш} f_{шcp} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{p_H - p'_H} dt - f_k \int_{t_1}^t dh_k \quad (17)$$

$$V_{ncp} = \frac{V_H + V'_H}{2};$$

$$f_0 \text{ cp} = \frac{f_{01} + f_0}{2}; f_{шcp} = \frac{f_{ш1} + f_ш}{2},$$

тобто. змінні величини параметрів  $V_H, f_0, f_ш$  приймаються середніми для розглянутого проміжку часу  $t - t = \Delta$ . Щоб врахувати зміну коефіцієнтів  $\zeta, \mu, \mu_p$ , їх також вважають середніми для розглянутого проміжку часу, беручи умовно тиск палива для цього відрізка часу постійним і рівним за величиною його значенню на початку проміжку, яке є відомим. Якщо прийняти, що кут нахилу конуса сідла  $45^\circ$ , що буває найчастіше, то величина  $f_1$  є такою :

$$f_{ш} = \frac{(2\pi d_k - h_k)}{2\sqrt{2}}. \quad (18)$$

З достатньою для практики точністю можна визначити

$$f_{ш} = 2.22d_k h. \quad (19)$$

Величини  $\alpha$  і коефіцієнтів витрати вибирають за експериментальними залежностями. Деякі інтеграли рівняння (17) визначаються без особливих труднощів. наприклад,

$$\alpha V_{н\text{ср}} \int_{p'_n}^{p_H} dp_H = \alpha V_{н\text{ср}} (p_H - p'_n);$$

$$f_n \int_{t_1}^t C_n dt = f_n \int_{h_{n1}}^{h_n} dh_n = f_n (h_n - h_{n1})$$

Тому що  $C_n dt = dh$ ;

$$f'_k \int_{h_{k1}}^{h_k} dh_k = f'_k (h_k - h_{k1}).$$

Таким чином, наближено необхідно визначити тільки інтеграли третього і четвертого членів рівняння (17).

Інтеграл третього члена можна визначити за середнім значенням тиску  $p$ , для відрізка часу  $\Delta$ , якт приймаємо рівним

$$\frac{(p_H + p_{H1})}{2} = p_{H\text{ср}}$$

$$\text{Тоді } \mu_0 f_0 \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{(p_H + p_{H1})}{2} - p_{bc}} \int_{t_1}^t dt = \mu_0 f_0 \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{(p_H + p_{H1})}{2} - p_{bc}} \Delta$$

Перед тим як перейти до визначення інтеграла четвертого члена, розглянемо рішення рівняння(15). Запишемо це рівняння у вигляді:

$$Mj_k + \delta h_k + f'_k p_k = f'_k (p_H - p'_n)$$

Якщо прийняти, що на проміжку часу  $\Delta t$  клапан рухається рівномірно прискорено, то прискорення руху клапана

$$j_k = \frac{C_k - C_{k1}}{\Delta t},$$

де

$$C_k = \frac{2(h_k - h_{k1})}{\Delta t} - C_{k1}$$

звідки

$$j_k = \frac{2(h_k - h_{k1})}{\Delta t^2} - \frac{2C_{k1}}{\Delta t}$$

Підставивши у вираз (15) замість  $j$  його значення, а також невеликого перетворення отримаємо

$$\frac{2Mh_k}{f_k' \Delta t^2} - \frac{2Mh_{k1}}{f_k' \Delta t^2} - \frac{2MC_{k1}}{f_k' \Delta t} + \frac{\delta}{f_k'} h_k + p_k = p_H - p_H' \quad (20)$$

або

$$A h_k + B = p_H - p$$

де

$$A = \frac{2M}{f_k' \Delta t^2} + \frac{\delta}{f_k'}$$

$$B = p_k - \frac{2Mh_{k1}}{f_k' \Delta t^2} - \frac{2MC_{k1}}{f_k' \Delta t}; j_k = \frac{2C_{k1}}{\Delta t}$$

Використовуючи залежність (20), запишемо інтеграл четвертого члена рівняння (13) у вигляді

$$\mu_{щ} f_{щ} \text{ ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{p_H - p_H'} dt = \mu_{щ} f_{щ} \text{ ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{A h_k + B} dt$$

Приблизно величина

$$h_k = h_{k1} + \left( C_{k1} + \frac{j_{k1} \Delta}{2} \right) \Delta$$

де для проміжку часу  $\Delta$

$$\left( C_{k1} + \frac{j_{k1} \Delta}{2} \right) = C_{k2}$$

Підставивши значення  $h$  в інтеграл четвертого члена рівняння (13) отримаємо

$$\mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{A h_k + B} dt = \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{A \left[ h_k + \left( C_{\text{к1}} + \frac{j_{\text{к1}} \Delta t}{2} \right) \Delta t + B \right]} dt.$$

Як видно з аналізу останнього виразу, помилка буде незначною, якщо значення  $j$  прийняти рівним величині  $j_{\text{к}}$  - прискоренню для попереднього відрізка часу  $\Delta t$ . Тоді інтеграл четвертого члена рівняння (13) можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{A \left[ h_k + \left( C_{\text{к1}} + \frac{j_{\text{к1}} \Delta t}{2} \right) \Delta t + B \right]} dt \\ = \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{A \left[ h_k + \left( C_{\text{к1}} + \frac{j_{\text{к1}} \Delta t}{2} \right) \Delta t + B \right]} dt. \end{aligned}$$

По наближеному значенні  $h$  знаходимо величину  $f_{\text{щ}}$

Підставимо в рівняння (17) замість інтегралів їх значення отримаємо невелике перетворення

$$\begin{aligned} \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \int_{t_1}^t \sqrt{A \left[ h_k + \left( C_{\text{к1}} + \frac{j_{\text{к1}} \Delta t}{2} \right) \Delta t + B \right]} dt = \\ \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \text{ср} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{A \left[ h_k + \left( C_{\text{к1}} + \frac{j_{\text{к1}} \Delta t}{2} \right) \Delta t + B \right]} \\ - \frac{f'_{\text{к}} (h_{\text{к}} - h_{\text{к1}})}{\alpha V_{\text{н}} \text{ср}} \quad (21) \end{aligned}$$

Використовуючи систему рівнянь (4), виразимо швидкість палива у вхідному перерізі нагнітального трубопровода у вигляді:

$$C_{\text{т}} = \frac{p'_{\text{н}}}{\alpha \rho} + \frac{2W(t)}{\alpha \rho} - \frac{p_0}{\alpha \rho}$$

Підставивши значення  $C$  в рівняння (14), після наближеного почленого

Інтегрування і деяких перетворень з використанням рівняння

(20) отримаємо

$$p'_H = \frac{N}{\chi} + \psi p, (22)$$

$$N = p'_{H1} + \frac{\mu_{\text{ш}} f_{\text{ш ср}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta t}{\alpha V'_H} \sqrt{A \left[ h_{k1} + \left( C_{\kappa 1} + \frac{j_{\kappa 1} \Delta t}{2} \right) \Delta t + B \right]} - \frac{f'_k B}{A \alpha V'_H} - \frac{f'_k h_{k1}}{\alpha V'_H} - \frac{f_T}{2 \alpha \rho \alpha V'_H} [2W(t) - p_0];$$

$$\chi = 1 + \frac{f_T \Delta t}{2 \alpha \rho \alpha V'_H} + \frac{f'_k}{A \alpha V};$$

$$\nu = \frac{f'_k}{\chi \alpha V}$$

Вирішивши спільно рівняння (21)-(22), отримаємо квадратне рівняння

$$p_H + p_{H1} - 2p_{\text{вс}} + \beta' \sqrt{p_H + p_{H1} - 2p_{\text{вс}}} - D = 0,$$

з якого знайдем

$$\sqrt{p_H + p_{H1} - 2p_{\text{вс}}} = -\frac{\beta}{2} + \sqrt{\frac{\beta^2}{4} + 1} \quad (23)$$

де

D=

$$\frac{p_{H1}}{\xi} + p_{H1} + \frac{f_n (h_n - h_{n1})}{\xi \alpha V_{\text{н ср}}} - \frac{\mu_{\text{ш}} f_{\text{ш ср}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta t}{\xi \alpha V_{\text{н ср}}} \sqrt{A \left[ h_{k1} + \left( C_{\kappa 1} + \frac{j_{\kappa 1} \Delta t}{2} \right) \Delta t + B \right]} + \frac{f'_k N}{\xi A \chi \alpha V_{\text{н ср}}} + \frac{B}{\xi A} + \frac{f'_k h_{k1}}{\xi \alpha V_{\text{н ср}}} - 2p_{\text{вс}}$$

;

$$\xi = 1 + \frac{f'_k}{\alpha V'_H} \cdot \frac{1 - \psi}{A};$$

$$\beta = \frac{\mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta t}{\sqrt{2} \xi \alpha V_{\text{н ср}}}$$

Визначивши тиск  $p_b$ , знайдемо з рівняння (22) величину  $p$ , а за рівнянням (20)-  $h$ , а потім по формулі рівномірно прискореного руху обчислимо величину  $j$ , необхідну для розрахунку процесу в наступному відрізку часу  $\Delta$ .  
 Визначивши  $p$ , з першого рівняння системи (4) знайдемо хвилю  $F(t)$ , а з другого - швидкість  $C$ . Амплітуда відбитої хвилі  $W(t)$  відома, тому що вона утворилася у форсунки раніше на відрізок часу  $\Delta$ . Розглянемо послідовність розрахунку по етапах.

Перший етап: усмоктувальний клапан відкриті, нагнітальний клапан сидить на сидлі. Граничні умови і процес визначаються рівнянням

$$\alpha V_H \frac{dp_H}{dt} = f_n C_n - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p_b} \quad (24)$$

Коефіцієнти витрати вікон втулки плунжера визначаються експериментально. На рис. 30 показана залежність коефіцієнта витрати через впускне вікно від числа Рейнольдса. Величина  $\mu_v$  трохи залежить від числа  $R$  в основному діапазоні прохідних перерізів і може бути прийнята постійною. При менших значеннях площ залежність коефіцієнта витрати від числа  $R$  зростає, його величина зменшується. Однак порівняльні розрахунки процесу показали, що у зв'язку з невеликим інтервалом, на якому коефіцієнт витрати істотно залежить від числа  $R$ , нехтування цією залежністю практично не впливає на результати розрахунку.

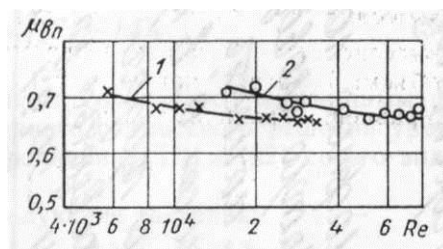


Рис.30. Залежність коефіцієнта витрати через впускне вікно гільзи паливного насоса дизеля ЯМЗ-263 від числа  $R$

Після інтегрування рівняння (24) і його рішення отримаємо розрахункову формулу

$$\sqrt{p_H + p_{H1} - 2p_{\text{ср}}} = -\frac{\beta}{2} + \sqrt{\frac{\beta^2}{4} + 1}. \quad (25)$$

Вираз (25) подібно рівнянню (23), хоча постійні  $\beta$  і  $l$  мають інші значення. Для розглянутого етапу :

$$\beta = \frac{\mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} l}}{\sqrt{2} \alpha V_{H \text{ ср}}}$$

$$D = 2p_{H1} + \frac{f_n(h_n - h_n)}{\alpha V_{H \text{ ср}}} - 2p_{\text{вс.}}$$

Перший етап триває до початку руху нагнітального клапана і визначається графічно залежністю тиску  $p_i$  від  $\zeta$ .

Тиск, при якому розпочинає підніматися нагнітальний клапан,

$$p_{Hк} = \frac{f_k''}{f_k} (p_0 + p_k) \quad (26)$$

За тиском  $p_H$  і залежністю  $p_H = f(\varphi)$  можна визначити момент початку підйому клапана.

**Другий етап.** Нагнітальний клапан знаходиться в русі, всмоктувальні вікна не перекриті, розвантажувальний пасок не вийшов з гнізда сідла, об'єми  $V_1$  і  $V_2$  продовжують залишатися роз'єднаними. Однак подача палива в трубопровід вже розпочалася, оскільки нагнітальний клапан при русі буде витіснити з об'єму  $V_1$  паливо, рівне за величиною об'єму, витісненому клапаном за час  $\Delta t$ . На цьому етапі клапан для об'єму  $V_1$  відіграє таку ж роль, що і плунжер для об'єму  $V_H$ .

Рівняння граничних умов для цього етапу:



$$\alpha V_H \frac{dp_H}{dt} = f_n C_n - \mu_0 f_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p_{bc}} - f_k \frac{dh}{dt}; (27)$$

$$\alpha V_H' \frac{dp_H'}{dt} = f_k \frac{dh_k}{dt} - f_T C; (28)$$

$$M \frac{d^2 h_k}{dt^2} + \delta h_k + f_k p_k = f_k (p_H - p_H'). (29)$$

Після спільного рішення, рівнянь граничних умов отримаємо:

$$\sqrt{p_H + p_{H1} - 2p_i} = -\frac{\beta}{2} + \sqrt{\frac{\beta^2}{4} + l} (30)$$

$$p_H' = N + \psi p. (31)$$

$$A h_k + B = p_H - p_H' (32)$$

$$\beta = \frac{\mu_0 f_0 \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\sqrt{2} \alpha V_{Hcp}}; \chi = \frac{f_k}{\chi \alpha A V_H'}$$

$$\chi = 1 + \frac{f_T \Delta t}{2 \alpha \rho \alpha V_H'} + \frac{f_k}{A \alpha V_H'}$$

$$\xi = 1 + \frac{f_k (1 - \psi)}{A \alpha V_{Hcp}};$$

$$D = p_{H1} - \frac{p_{H1}}{\xi} + \frac{f_n (h_n - h_{n1})}{\xi \alpha V_{Hcp}} + \frac{f_k N}{\xi A \chi \alpha V_{Hcp}} + \frac{f_k B}{\xi A \alpha V_{Hcp}} + \frac{f_k h_{k1}}{\xi \alpha V_{Hcp}} - 2p_i;$$

$$N = p_H' - \frac{f_T C_{T1} \Delta t}{2 \alpha V_H'} - \frac{f_T \Delta t}{2 \alpha \rho \alpha V_H'} [2W(t) - p_0] - \frac{f_k B}{\alpha A V_H'} - \frac{f_k h_k}{\alpha V_H'};$$

Хвилю  $F(t)$  і швидкість  $C$  визначимо за рівнянням системи (4).

**Третій етап.** Всмоктувальні вікна закриті, клапан знаходиться в русі, але розвантажувальних поясок з каналу гнізда не вийшов.

Рівняння граничних умов для цього етапу:

$$\alpha V_H \frac{dp_H}{dt} = f_n C_n - f_k C (33)$$

$$\alpha V_H' \frac{dp_H'}{dt} = f_k C_k - f_T C \quad (34)$$

Рівняння руху клапана зберігається незмінним у всіх етапах. Після наближеного спільного рішення рівнянь отримаємо, що  $p_H = 1$  Рівняння (31) і (32) свого вигляду не змінюють.

Постійні будуть мати наступні значення:

$$D = \frac{p_{H1}}{\xi} + \frac{f_n (h_n - h_{n1})}{\xi \alpha V_{H \text{ ср}}} + \frac{f_k N}{\xi A \alpha V_{H \text{ ср}}} + \frac{f_k h_k}{\xi \alpha V_{H1}}$$

Постійні  $l, \xi, \chi, \psi$  зберігають ті ж значення, що і в другому етапі.

**Четвертий етап.** Розвантажувальних поясок клапана вийшов з каналу гнізда, в результаті чого паливо стало перетікати з об'єму  $V_1$  в об'єм  $V_2$ . Рівняння балансу палива:

$$\alpha V_H \frac{dp_H}{dt} = f_n C_n - \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p_H'} - f_k' \frac{dh}{dt} \quad (35)$$

$$\alpha V_H' \frac{dp_H'}{dt} = \mu_{\text{щ}} f_{\text{щ}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_H - p_H'} + f_k' \frac{dh_k}{dt} - f_T C$$

Рівняння руху нагнітального клапана зберігається незмінним. Проте коефіцієнти А і В необхідно перерахувати, оскільки після виходу паска клапана з каналу гнізда тиск діє на площу перерізу клапана через його пір'я  $f_k$ . Після наближеного спільного рішення рівнянь (35) і (36) з припущеннями щодо  $h$ , які були зроблені при вирішенні рівнянь (13) і (14), отримаємо

$$p_H = D;$$

$$p_H' = \frac{N}{\chi} + \psi p_H$$

$$A h_k + B = p_H - p$$

за формою і видом розрахункові формули для четвертого етапу повністю подібні формулами попередніх етапом. Однак постійні члени та коефіцієнти рівнянні будуть мати наступні значення:

D=

$$\frac{\frac{p_{H1}}{\xi} + \frac{f_n(h_n - h_{n1})}{\xi \alpha V_{H \text{ ср}}} + \frac{f'_k h_{k1}}{\xi \alpha V_{H \text{ ср}}} - \frac{\mu_{ш} f_{ш \text{ ср}} \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\xi \alpha V_{H \text{ ср}}} \sqrt{A \left[ h_{k1} + \left( C_{к1} + \frac{j_{к1} \Delta t}{2} \right) \Delta t \right] + B} - \frac{f'_k N}{\xi A \chi \alpha V_{H \text{ ср}}}}{\xi A \chi \alpha V_{H \text{ ср}}}$$

;

$$N = p'_{H1} + \frac{\mu_{ш} f_{ш \text{ ср}} \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\alpha V'_H} \sqrt{A \left[ h_{k1} + \left( C_{к1} + \frac{j_{к1} \Delta t}{2} \right) \Delta t \right] + B} - \frac{f_T C_{T1} \Delta t}{2 \alpha V'_H} - \frac{f_T \Delta t}{2 \alpha \rho \alpha V'_H} [2W(t) - p_0] - \frac{f_k B}{\alpha A V'_H} - \frac{f'_k h_k}{\alpha V'_H};$$

$$\chi = 1 + \frac{f_T \Delta t}{2 \alpha \rho \alpha V'_H} + \frac{f'_k}{A \alpha V};$$

$$\nu = \frac{f'_k}{\chi \alpha A V}; \quad \xi = 1 + \frac{f'_k (1 - \psi)}{A \alpha V_{H \text{ ср}}}$$

**П'ятий етап.** Клапан рухається, його поясок знаходиться поза клапана гнізда, відсічні вікна відкриваються. Рівняння цього етапу описуються виразами (13) - (15).

**Шостий етап.** Граничні умови цього етапу повністю збігаються з умовами другого етапу. Різниця полягає в тому, що в другому етапі клапан піднімається, в шостому опускається. У зв'язку з цим у рівняння і розрахункові формули другого етапу повністю застосовні до шостого етапу.

**Сьомий етап.** Має відношення до вхідного і вихідного перерізу трубопроводу, тому буде розглядати далі. Дослідження процесу у вихідному

перетині нагнітального трубопроводу у форсунки. Паливо, що надходить в обсяг форсунки  $V_\phi$ , розподіляється так. При підйомі голки частина палива ви- 'тека через розпилують отвори, інша частина заповнює об'єм, що звільняється голкою при її русі, а частина залишається в об'ємі в стислому стані. При посадці голки, коли тиск зменшується, в циліндр двигуна впорскується паливо, яке надійшло в цей період в обсяг  $V_\phi$  з трубопроводу, а також паливо, виштовхується голкою при її посадці; внаслідок зменшення тиску  $p_\phi$  паливо в обсязі  $V_\phi$  розширюється і частина його виштовхується, в циліндр двигуна.

*Перший етап:* голка не піднімається, тому паливо залишається в об'ємі  $V_\phi$  в стислому стані. Граничні умови цього етапу визначаються рівнянням

$$\alpha V_\phi \frac{dp_\phi}{dt} = f_T C \quad (37)$$

Інтегруючи це рівняння почленно, отримаємо,

$$p_\phi = \frac{D}{\chi}, \quad (38)$$

Де

$$D = p_{\phi 1} + \frac{f_T C'_{T1} \Delta t}{2\alpha V_\phi} + \frac{f_T \Delta t F(t - \frac{L}{a})}{\alpha \rho \alpha V_\phi} + \frac{f_T \Delta t p_0}{2\alpha \rho \alpha V_\phi},$$

$$\chi = 1 + \frac{f_T \Delta t}{2\alpha \rho \alpha V_\phi}$$

У вихідному перетині трубопроводу в зв'язку з тим, що амплітуда хвилі  $F(t - \frac{L}{a})$  відома, швидкість  $C'_{T1}$  доцільніше визначати рівнянням

$$C'_{T1} = \frac{2F(t - \frac{L}{a}) + p_0}{\alpha \rho} - \frac{p_\phi}{\alpha \rho}.$$

*Другий етап:* голка форсунки відходить від сідла, і паливо через прохідний перетин між конусом голки і конусом сідла надходить у канал розпилювальних отворів. Після того як тиск в цьому каналі, тобто тиск впорскування, стане

$p_{вп} > p$ , паливо почне подаватися в циліндр двигуна. Принципово завжди є деякий проміжок часу, протягом якого голка піднімається, а впорскування палива відсутнє. Тривалість цього проміжку залежить від величини тиску початку підйому "голки і тиску газів в циліндрі двигуна. Чим менше  $p_{\phi}$  і більше  $p$ , тим тривалішим буде проміжок часу. Теоретично голка повинна підніматися При тиску  $p'_{\phi}$ , меншому  $p_{\phi}$ , тому що затягування пружини форсунки регулюється в атмосферних умовах, а паливо впорскується в середу з протитиском. Протитиск діє на площу  $f_u$ , яка визначається посадковим діаметром конуса голки  $d_{за}$ .

Тиск

$$p'_{\phi 0} = p_{\phi 0} \frac{f_u'}{f_u - f_u'} p_{ц}; \quad (39)$$

Насправді під дією сил інерції і тертя голка піднімається при трохи більшому тиску.

На другому етапі тиски і швидкості впорскування палива різко зростають. При зроблених припущеннях рівняння граничних умов другого етапу можна записати у вигляді:

$$\alpha V_{\phi} \frac{dp_{\phi}}{dt} = f_{\tau} C'_{\tau} - f_u C_u - f_c C_{сн}; \quad (40)$$

$$M' \frac{d^2 y}{dt^2} + \delta'_y = (f_u - f_u')(p_{\phi} - p_{\phi 0}) + f_u' p'_{\phi} \quad (41)$$

Перший член рівняння (40) характеризує кількість палива в об'ємі  $V_{\phi}$ , що знаходиться в стислому стані, другий - об'ємну швидкість палива, що надходить в об'єм  $V_c$ , третій - об'ємну швидкість впорскування палива; четвертий - необхідну об'ємну швидкість заповнення паливом обсягу, який вивільняється при підйомі голкою форсунки .

Перший член рівняння (41) характеризує силу інерції маси голки і рухомих з нею деталей, другий - силу жорсткості стиснення пружини голки, третій - дія на голку тисків  $p$  і  $p_{\phi}$ ; четвертий - визначає дію на голку тиску  $p'_{\phi}$ . Щоб спільно вирішити рівняння (40) і (41), необхідно знайти зв'язок між невідомими  $p$ ;  $p'_{\phi}$ ,  $C_c$  і  $C_n$ . Цей зв'язок можна встановити з рівняння нерозривності руху палива в прохідному перерізі під конусом голки, яке ми маємо право використовувати внаслідок нехтування впливом обсягу під конусом голки розпилювача:

$$f_n C_n = f_c C_c \quad (42)$$

Миттєва швидкість впорскування палива

$$C_c = \mu_c \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p'_{\phi} - p_c}}$$

швидкість в прохідному перерізі під конусом голки

$$C_n = \mu_n \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_{\phi} - p'_{\phi}}}$$

Підставивши отриманий вираз для  $C_c$  в рівняння (42), отримаємо

$$p'_{\phi} - p_c = \frac{k^2}{1 + k^2} (p_{\phi} - p'_{\phi}) \quad (43)$$

Величина  $k$ , що входить в рівняння (43) для багатосоплового закритого розпилювача, визначається відношенням прохідного перетину між запірними конусами голки і сідла і соплових отворів.

$$k = \frac{f_{n\phi}}{f_{c\phi}} \quad (44)$$

Мінімальна площа  $f$  прохідного перетину між конусами голки і сідла буде відповідати місцю переходу потоку палива в центральний канал уносі розпилювача (перетин // - // на рис. 31). Величина розтину у запірної кромки

(перетин / - / на рис. 31) є мінімальною лише па початковій ділянці підйому голки. Для серійних розпилювачів дизелів ЯМЗ це відповідає величині підйому у менше 0,005 см.

Для розрахунку-прохідної площі  $f$  на геометричні розміри розпилювача (рис. 31) з урахуванням різниці кутів конусів сідла і голки можна використовувати вираз [31]

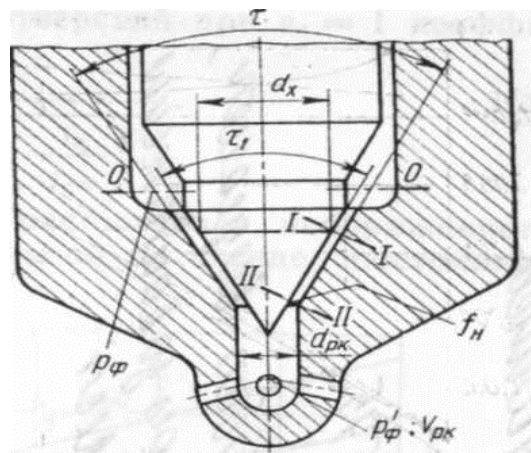


Рис. 31. Схема серійного розпилювача дизелів ЯМЗ

$$f_H = \pi \frac{\sin \frac{\tau_1}{2}}{\cos \frac{\tau_1 - \tau}{4}} \left[ y + \frac{d_x - d_{pk}}{2} \left( \frac{1}{\tan \frac{\tau}{2}} - \frac{1}{\tan \frac{\tau_1}{2}} \right) \right] \left\{ d_{pk} - \sin \frac{\tau_1}{2} \frac{\cos \frac{\tau_1 + \tau}{4}}{\cos \frac{\tau_1 - \tau}{4}} \left[ y + \frac{d_x - d_{pk}}{2} \left( \frac{1}{\tan \frac{\tau}{2}} - \frac{1}{\tan \frac{\tau_1}{2}} \right) \right] \right\} \quad (45)$$

В. Хефкен пропонує користуватися спрощеним рівнянням

$$f_H = \pi \sin \frac{\tau_1}{2} \left[ y + \frac{d_x - d_{pk}}{2} \left( \frac{1}{\tan \frac{\tau}{2}} - \frac{1}{\tan \frac{\tau_1}{2}} \right) \right] d_{pk} \quad (46)$$

У роботі [6] використовується рівняння, не враховує різницю конусів голки і сідла:

$$f_H = \pi \sin \frac{\tau}{2} \left( d_{pk} - \frac{1}{2} y \sin \tau_1 \right) \quad (47)$$

Розрахунок прохідного перерізу  $f$  за рівняннями (45), (46) та (47) для серійного розпилювача дизелів ЯМЗ зображений на рис. 32. Там же нанесена помилка у відсотках при розрахунку за формулами (46) та (47) в порівнянні з

розрахунком за виразом (45). З аналізу кривих видно, що формула (46) не придатна

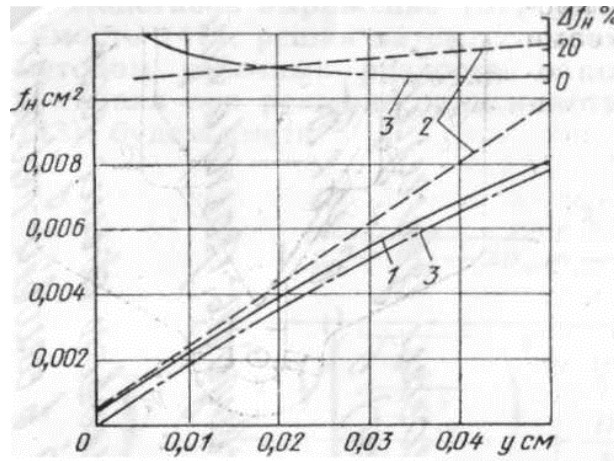


Рис. 32. Залежність площі від от підйомуголки при розрахунку за формулами:  
1 - (45); 2 - (46); 3 - (47)

Для розрахунку величини  $f$ , так як при її використанні за мірою підйому голки помилка зростає і в діапазоні  $0,02 \leq y \leq 0,04$  см становить 10-18%. Формула (46) була запропонована для розрахунків в діапазоні малих підйомів голки.

При розрахунку але формулою (47) помилка у визначенні величини  $f$  зменшується по мірі підйому голки. Однак тільки при підйомах  $y > 0,015$  см помилка  $\Delta f$  стає менше 5%. Якщо різниця конусів голки і сідла перевищує 1, то помилка при підрахунках за формулою (47) зростає

Вираз (45) можна спростити

$$f_H = \pi \sin \frac{\tau_1}{2} \left[ y + \frac{d_x - d_{pk}}{2} \left( \frac{1}{\tan \frac{\tau}{2}} - \frac{1}{\tan \frac{\tau_1}{2}} \right) (d_{pk} - y \cos \frac{\tau_1 - \tau}{4} \sin \frac{\tau}{2}) \right] \quad (48)$$

Получающаяся в цьому випадку похибка  $\Delta f$  не перевищує 1,5%. На рис. 33 показано зміна перетину між запірними конусами для різних підйомів голки на ділянці від  $d_p$  до  $d$ .



У вираз (44) для підрахунку величини до входять також коефіцієнти витрати для перерізів між запірними конусами і соплових отворів. Коефіцієнт витрати для прохідного перерізу

$$\mu_n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{f_n}{f_{pk}}\right)^2 + \xi}} \quad (49)$$

$f_{pk} = \frac{\pi d_p^2}{4}$  -поперечний переріз центрального каналу в носі розпилювача;

$\xi$ - коефіцієнт опору, віднесений до швидкості в перерізі // -// (див.рис. 31).

Відповідно для соплових отворів при  $\xi = 1$  коефіцієнт витрати.

$$\mu_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_c - \left(\frac{f_c}{f_{pk}}\right)}} \quad (50)$$

Значення коефіцієнта  $\mu_c$  для розпилювача, зображеного на рис. 31, було визначено методом проливанням на стенді постійним.

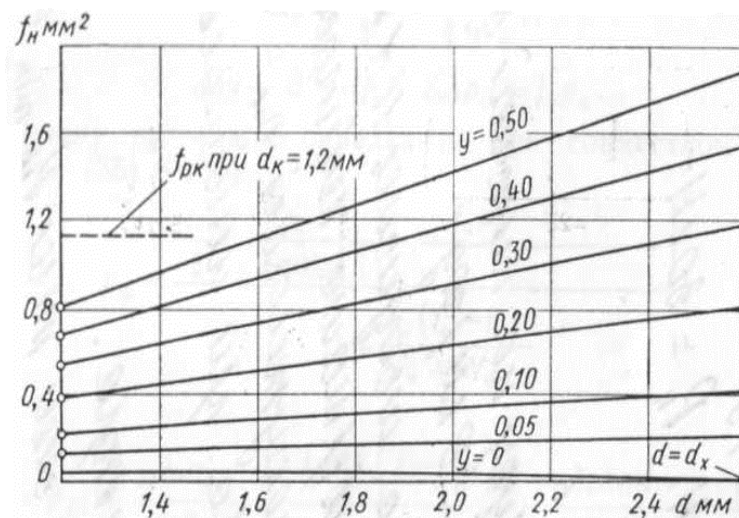
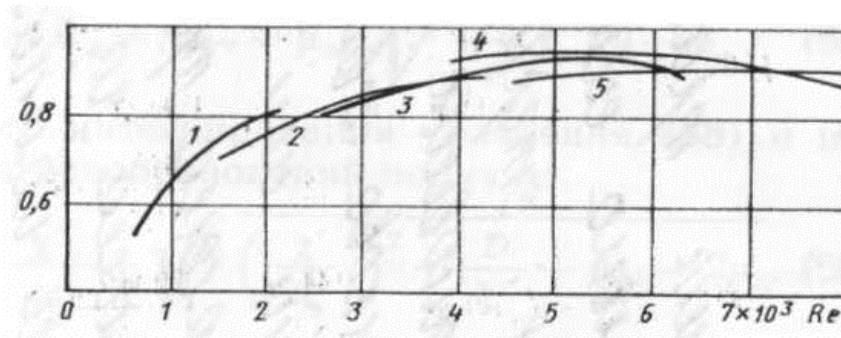


Рис. 33. Характер зміни перетину між запірними конусами для різних підйомів голки. Розпилювач серійний ЯМЗ:

подачі. Для цього заміряли тиску в корпусі розпилювача перед запірними конусами в центральному каналі і секундний витрата палива через розпилювач.



**Рис. 34. Залежність коефіцієнта витрати перерізу між запірними конусами розпилювача від числа  $R$  для різних підйомів голки.  $1 \sim y = 0,01 \text{ см}$ ;  $2 \sim y = 0,02 \text{ см}$ ;  $3 \sim y = 0,03 \text{ см}$ ;  $4 \sim y = 0,04 \text{ см}$ ;  $5 \sim y = 0,05 \text{ см}$**

На рис. 34 показано зміна коефіцієнта витрати в залежності від числа  $R$  для різних підйомів голки. .

Коефіцієнт витрати  $\mu$  для підйомів голки  $y > 0,02 \text{ см}$  стає більше 0,8. Величина  $\mu$ , взята по кривих на рис. 34, може використовуватися для розрахунків процесів уприскування. При зробленому допущенні прискорення руху голки визначається за формулою

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{2(y - y_1)}{(\Delta t)^2} - \frac{2c_u}{\Delta t} \quad (51)$$

Підставивши вираз (51) для другої похідної в залежність (41), вирішуючи потім її спільно з рівнянням (40) методом кінцевих різниць та почленного інтегрування і враховуючи при вирішенні залежності, зумовлені рівнянням (43), будемо мати

$$\sqrt{p_\phi + p_{\phi 1} - 2p_c} = \frac{\chi' \sqrt{\frac{k_{cp}^2}{1 + k_{cp}^2}}}{2\xi'} + \sqrt{\left( \frac{\chi' \sqrt{\frac{k_{cp}^2}{1 + k_{cp}^2}}}{2\xi'} \right)^2 + \frac{D'}{\xi'} + p_{\phi 1} - \frac{f_u y}{\xi' a v_{cp}} - 2p} \quad (52)$$

$$p = \frac{A'y + B'}{f_u - f_u' \left(1 - \frac{k^2}{1 + k^2}\right)} \quad (53)$$

де

$$\chi' = \frac{\mu_c f_c \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\sqrt{2} \alpha V_\phi}$$

$$k_{cp}^2 = \frac{k^2 + k_1^2}{2}$$

$$\xi' = 1 + \frac{f_T \Delta t}{2 \alpha \rho \alpha V_\phi}$$

$$D' = p_{\phi 1} + \frac{f_T C'_{T1} \Delta t}{2 \alpha V_\phi} + \frac{f_T \Delta t F(t - \frac{L}{a})}{\alpha \rho \alpha V_\phi} + \frac{f_T \Delta t p_0}{2 \alpha \rho \alpha V_\phi} + \frac{f_u \lambda}{\alpha V_\phi}$$

$$B' = (f_u - f_u') p_{\phi 0} - \frac{2M' y_1}{(\Delta t)^2} - \frac{2M' C_{u1}}{\Delta t} - f_u' \left(1 - \frac{k^2}{1 + k^2}\right) p_{\phi}$$

$$A' = \frac{2M'}{(\Delta t)^2} + \delta$$

Отримані два алгебраїчних рівняння з двома невідомими можна вирішити спільно тільки графічно. Переймаючись різними значеннями  $y$ , знайдемо залежні від цього параметра коефіцієнт  $k$  і площу  $f_i$ . Після цього визначимо  $y$  за рівняннями (44) і (45.). Потім в координатах  $p, y$  побудуємо дві залежності  $p, y$  від  $y$ , отримані по розглянутих рівнянь. Точка перетину кривих дасть істинні значення  $p, y$ . Коефіцієнти витрати  $\mu_i$  і  $\mu$  призначаються за експериментальними даними...

Рівняння балансу палива для умов, коли при підйомі голки впорскування палива відсутня, а рівняння руху голки не змінюється,

$$\alpha V_\phi \frac{dp_\phi}{dt} = f_T C'_T - f_u C_i \quad (54)$$

Після наближеного розв'язання рівнянь граничних умов отримаємо:

$$p = \frac{D'}{\xi'} - \frac{f_u y}{\xi' \alpha V_\phi} \quad (55)$$

$$A' y + B' - (f_u - f_u') p_\phi = f_u' p \quad (56)$$

Величину  $p$ , можна визначити при спільному вирішенні рівнянь (55) і (56):

$$p_\phi = \frac{\frac{D'}{\xi'} - \frac{f_u}{\xi' \alpha V_\phi} \left[ \frac{f_u' p_\phi - B'}{A'} \right]}{1 + \frac{f_u (f_u - f_u')}{\xi' \alpha A' V_\phi}} \quad (57)$$

де

$$D' = p_{\phi 1} + \frac{f_T C'_{T1} \Delta t}{2 \alpha V_\phi} + \frac{f_T \Delta t F (t - \frac{L}{a})}{\alpha \rho \alpha V_\phi} + \frac{f_T \Delta t p_0}{2 \alpha \rho \alpha V_\phi} + \frac{f_u y_1}{\alpha V_\phi}$$

Значення інших коефіцієнтів залишаються без зміни. Впорскування палива починається, коли  $p > p$

*Третій етап:* голка притиснута до упору, граничні умови визначаються рівнянням суцільності руху палива в перерізі:

$$\alpha V_\phi \frac{dp_\phi}{dt} = f_T C'_T - \mu_c f_c C_p = f_T C'_T - \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p'_\phi - p_c} \quad (58)$$

Після наближеного інтегрування рівняння (58) і деяких алгебраїчних перетворень отримаємо

$$\sqrt{p_\phi + p_{\phi 1} - 2p_c} = -\frac{\chi'}{2\xi'} + \sqrt{\left(\frac{\chi'}{2\xi'}\right)^2 + \frac{D'}{\xi'} + p_{\phi 1} - 2p_c} \quad (59)$$

$$\chi' = \frac{\mu_c f_c \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\frac{k_M^2}{1+k}}}{\sqrt{2} \alpha V_\phi};$$

$$\xi' = 1 + \frac{f_T \Delta t}{2 \alpha \rho \alpha V_\phi}$$

$$D' = p_{\phi 1} + \frac{f_T C'_{T1} \Delta t}{2\alpha V_{\phi}} + \frac{f_T \Delta t F(t - \frac{L}{a})}{\alpha \rho \alpha V_{\phi}} + \frac{f_T \Delta t p_0}{2\alpha \rho \alpha V_{\phi}}$$

Для даного етапу величина  $k$  постійна, оскільки голка притиснута до упору.

*Четвертий етап:* голка опускається до моменту посадки її на сідло. Звичайно при розрахунку процесу впорскування на цьому етапі об'єм каналу перед розпилювальними отворами  $V_{pi}$  не враховується. Але в роботі [53] було зроблено припущення, що в кінці процесу подачі палива відбувається вижимання палива як з цього каналу, так і з об'єму під конусом голки (див. рис. 31), що є основною причиною закоксованості розпилювальних отворів. Належного експериментального і теоретичного підтвердження ця думка ще не отримала. Спроби врахувати вплив цього фактора на процес впорскування були неодноразовими [53]. У зв'язку з цим вплив цього об'єму буде також враховуватися і в пропонованому нижче методі, причому тиск палива в об'ємі  $V_{pi}$  приймемо рівним величині  $p_i$ . Рівняння граничних умов розглянутого етапу запишемо у вигляді:

$$\alpha V_{\phi} \frac{dp_{\phi}}{dt} = f_T C'_T - \mu_H f_H \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\phi} - p'_{\phi}} - (f_u - f'_u) C; \quad (60)$$

$$\alpha V_{pk} \frac{dp_{\phi}}{dt} = \mu_H f_H \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\phi} - p'_{\phi}} - \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p'_{\phi} - p_{\phi}} - f'_u C; \quad (61)$$

$$M_u \frac{d^2 y}{dt^2} + \delta y = (f_u - f'_u)(p_{\phi} - p_{\phi 0}) + f'_u (p'_{\phi} - p_{\phi}) \quad (62)$$

Застосовуючи почленно інтегрування і спільно вирішуючи рівняння (60) та (62), отримаємо:

$$p_i = \frac{D'}{\xi'} - \frac{\chi' f_u}{\xi'} \sqrt{\left(1 - \frac{f_u - f'_u}{f'_u}\right) p_{\phi} + b/y + k} \quad (63)$$

$$\left(b' + \frac{f_u'}{\alpha V_{pk}}\right)y - \frac{(f_u - f_u')}{f_u'} p_\phi =$$

$$N' + \chi'' \sqrt{\left(1 - \frac{(f_u - f_u')}{f_u'}\right) p_\phi + b'y + H} - \chi''' \sqrt{\left(b'y - \frac{(f_u - f_u')}{f_u'}\right) p_\phi + H}$$

(64)

Рівняння (63) і (64) отримані на основі взаємозв'язку між невідомими, яка визначається, рівнянням (62), яка відповідно до зробленими допущеннями була виражена у вигляді:

$$p_\phi = b'y + B - \frac{(f_u - f_u')}{f_u'} p_\phi$$

У наведених рівняннях

$$D' = p_{\phi 1} + \frac{f_T C'_{T1} \Delta t}{2\alpha V_\phi} + \frac{f_T \Delta t F(t - \frac{L}{a})}{\alpha \rho \alpha V_\phi} + \frac{(f_u - f_u')}{\alpha V_\phi} y_1;$$

$$\xi = 1 + \frac{f_T \Delta t}{2\alpha \rho \alpha V_\phi}$$

$$\chi = \frac{\mu_H \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\sqrt{2} \alpha V_\phi}$$

$$H = p_{\phi 1} + B + p'_{\phi 1}$$

$$N' = p'_{\phi 1} - B + \frac{y_1 f_u'}{\alpha V_{pk}}$$

$$\chi'' = \frac{\mu_H \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\sqrt{2} \alpha V_{pk}}$$

$$\chi''' = \frac{\mu_c f_c \Delta t \sqrt{\frac{2}{\rho}}}{\sqrt{2} \alpha V_{pk}}$$

$$H' = B + p'_{\phi 1}$$

$$b' = \frac{2M'}{f_u'(\Delta t)^2}$$

$$B = \frac{f_u - f_u'}{f_u'} p_{\Phi 1} + p_a + b' y_1 - \frac{2M' C_{u1}}{f_u'(\Delta t)^2}$$

Для спільного розв'язання рівнянь (63) і (64) використовуємо найбільш прийнятний в розглянутому випадку графічний метод. Переймаючись декількома величинами  $y$ , визначимо для кожного з них значення площі  $f$ . Потім за отриманим значенням  $f$  з рівняння (63), а також з рівняння (64) знайдемо відповідні величини  $p_{\Phi}$ . Далі побудуємо залежності  $p_{\Phi} = f(y)$ , отримані за рівняннями (63) і (64). Точка перетину цих залежностей визначить шукані величини  $p_{\Phi}$  і  $y$ . Викладений метод обліку впливу на процес упорскування обсягу  $V_p$  впливає із загальної теорії процесу уприскування палива і тому є більш точним із запропонованих іншими авторами.

Якщо не враховувати вплив обсягу  $V_p$  на процес упорскування, то рівняння другого етапу повністю застосовні для розрахунку процесу в четвертому етапі.

Голка починає відходити від упору при тиску

$$p_{\Phi} = \frac{(f_u - f_u') p_{\Phi 0} + \delta' y_m - f_u' \left(1 - \frac{k_M^2}{1 + k_M^2}\right) p_{\Phi}'}{f_u - f_u' \frac{k_M^2}{1 + k_M^2}} \quad (65)$$

Після посадки голки в сідло розпочинається період залишкових коливань тиску. У форсунки в цьому періоді, який .....

**продовження.....**

але назвати п'ятим етапом, процес розраховується за рівнянням першого етапу. У насоса цей період, який ми раніше назвали сьомим етапом,

розраховується за рівнянням другого етапу. При цьому процес перевіряється на додаткові упорскування, оскільки при розрахунку без урахування в'язкості залишкові коливання будуть незатухаючими. На цьому розрахунок припиняється.

Залишковий тиск у системі визначається наближено в залежності від умов закінчення процесу упорскування. Якщо до моменту закінчення подачі палива нагнітальний клапан сів в гніздо, то, визначивши тиску  $p_i$ ,  $p_i^a$  а також ще тиски в декількох перерізах трубопроводу, знаходимо величину  $p_0$  як середнє арифметичне:

$$p_0 = \frac{p'_n + p_{1m} + p_{2m} + \dots + p_{nm} + p_{\phi}}{n + 2}$$

Якщо до моменту посадки голки на сідло нагнітальний клапан не сів в гніздо, то, щоб визначити величину  $p_0$  необхідно розрахувати кількість палива, що залишилося в системі в стисненому стані:

$$V = \alpha \cdot V_c \cdot p_{cp}$$

де  $p_c$  — середній тиск палива в лінії нагнітання, який визначається формулою (66). Частина стисненого палива піде на заповнення об'єму, який вивільняється при посадці нагнітальним клапаном, що повинен пройти ще шлях  $h_k$ , а решта палива визначить величину залишкового тиску. Величина цього тиску

$$p_0 = \frac{V - f_k \cdot h_k}{\alpha \cdot V_c} \quad (67)$$

При розрідженні необхідно обчислити об'єм, не заповнений паливом. У цих умовах формула (66) визначить умовне негативний тиск  $p_0$ .

Величину залишкового об'єму можна наближено знайти за формулою:

$$V_{oc} = -\alpha \cdot V_c \cdot p_0$$



Коли клапан сідає на гніздо після припинення подачі палива, а в лінії нагнітання створюється розрідження, то для моменту посадки голки на сідло величину  $V_o$  наближено можна обчислити так:

$$V_{oc} = f_k \cdot h_{k1} + \alpha \cdot V_c \cdot p \quad (67)$$

Значення  $p$  і  $V_c$  наближено можна визначити також за балансом палива за весь процес впорскування [5].

#### 2.4 Дослідження процесу подачі палива, коли в лінії нагнітання перед початком упорскування є вільний об'єм.

Вільні об'єми з'являються при порушенні суцільності руху палива. Було встановлено [16], що через розриви суцільності в кінці процесу упорскування в системі виникають залишкові об'єми, нехтування якими вносить до розрахунку похибка до 40% і більше.

Л. Н. Голубков зробив першу спробу експериментально визначити величину  $V_o$  і розподіл цього об'єму по лінії нагнітання.

При розрахунку було прийнято, що вільні об'єми зосереджуються в штуцері насоса  $V_n$ , нагнітальному трубопроводі  $V_t$  і розпилювачі форсунки  $V_f$ , причому ці об'єми розподіляються так:

$$\frac{V'_{ocn}}{V'_n} = \frac{V_{ост}}{V_t} = \frac{V_{ocf}}{V_f}$$

При розрахунку було зроблено припущення про незначний вплив на процес упорскування повітря і парів палива, що знаходяться у вільних об'ємах, у зв'язку з цим цей вплив не враховувався. Тиск у вільних об'ємах було прийнято рівним нулю.

Перший етап до моменту початку підйому нагнітального клапана зберігається незмінним. Клапан почне підніматися при тиску  $p_n = p_0$  оскільки тиск  $p_0 = p_0$ .

Другий етап відрізняється від відповідного етапу в разі  $p_0 \neq p_{sc}$  тим, що клапан, піднімаючись, не витісняє паливо в нагнітальний трубопровід, а паливо тільки заповнює порожнечі об'єму  $V'$ .

Отже, протягом деякого часу, поки об'єм  $V'_{oc}$  не заповниться паливом, тиск

$$p'_k = p_{sc}$$

У цих умовах рівняння граничних умов будуть мати такий вигляд:

$$\alpha V_k \frac{dp_k}{dt} = f_n \cdot C - \mu_0 \cdot f_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_k - p_{sc}}} - f_k \cdot C_k$$

$$-\frac{dV'_{oc}}{dt} = +f_k \cdot C_k$$

$$M \frac{dp_k}{dt} + \delta h_k + f_k p_k = f_k p_n$$

У рівнянні (72) перед похідною  $\frac{dV'_{oc}}{dt}$  стоїть знак «мінус», так як об'єм  $V'_{oc}$  зменшується. Для лінеаризації завдання приймалося, що відхилення  $\Delta p_c$ ,  $\Delta Q$ ,  $\Delta y_c$  від величин  $p_c$ ,  $Q$ ,  $y_c$  настільки малі, що в межах їх зміни часткові похідні можуть, вважатися постійними, тобто величини коефіцієнтів  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  визначаються за значеннями  $p_c$ ,  $Q$ ,  $y_c$  взятими з характеристик форсунки.

Для подальшого аналізу в роботі [38] використовуються критерії Рауса-Гурвіца, за якими в стійкій області всі коефіцієнти ( $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$ ) повинні бути позитивними і повинна дотримуватися нерівність

$$A_2 A_1 - A_0 > 0 \quad (232)$$

Подальше перетворення величин  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  проводиться за допомогою кутових коефіцієнтів  $\frac{dp_c}{dQ}$  і  $\frac{dy_c}{dQ}$

Використання кутових коефіцієнтів для визначення межі переходу з стійкою областю роботи форсунки в нестійку або при вирішенні рівняння (230)

не дає точних результатів і є досить трудомістким. ПОМ дозволяють вести аналіз рівнянь (2.30) і (232) в більш загальному вигляді без введення кутових коефіцієнтів. Проте порівняння розрахункових даних, отриманих за рівнянням(232) з урахуванням рівностей (231), та експериментальних показує, що при певному поєднанні конструктивних елементів системи частота коливань і величина режимних параметрів форсунки істотно відрізняються. Пояснюється це тим, що в розглянутому методі розрахунку не враховуються хвильові явища в нагнітальному паливопроводі і пружині.

### **3. ДОСЛІДЖЕННЯ ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ ГОЛКИ РОЗПИЛЮВАЧА З УРАХУВАННЯМ ХВИЛЬОВИХ ЯВИЩ У НАГНІТАЛЬНІЙ МАГІСТРАЛІ ПРУЖИН ФОРСУНКИ**

Урахування динамічних явищ, що відбуваються в нагнітальному магістралі і пружині форсунки при коливаннях її запірного органу, був зроблений в дослідженнях [87, 88]. Там же дано порівняння розрахункових і експериментальних значень частоти коливань голки розпилювача. Оскільки отримане в роботі [87] характеристичне рівняння містить експериментально визначені величини, воно незручно для використання в розрахункових дослідженнях і тут не наводиться. Крім того, воно придатне лише для форсунок з багатодірковим розпилювачами і голкою в якості запірного органу. Нижче робиться спроба отримати рівняння в більш загальному вигляді.

**Висновок характерного рівняння для розрахунку коливань запірного органу форсунки з урахуванням динамічних явищ в нагнітальній магістралі і пружині.** Висновок характерного рівняння зроблений нами спільно з інженером. Г. Д. Масляним. Висновок ґрунтується на методі, запропонованому Г. Г. Каліші [38]. Фізична модель розповсюдження та відображення хвиль тиску в нагнітальній магістралі і хвиль деформації в пружині приймається такою ж, як в роботі [87]. Хвиля тиску, що йде від форсунки, відбивається від вхідного кінця нагнітальної магістралі, що враховується коефіцієнтом  $-1 \leq \sigma \leq 1$ . Гасінням хвиль тиску під час їх руху в

нагнітальній магістралі нехтуємо. Хвиля деформації, поширювана від рухомого до нерухомого кінця пружини, частково відбивається від опори, що враховується коефіцієнтом  $\sigma_n \leq 1$ . Припускається, що гасіння хвиль деформації при роботі пружини не відбувається.

Вихідним є рівняння статичної рівноваги запірного органу, яке записується в дещо іншому вигляді, ніж у роботі [38]:

$$K(p_{ct}, Q_{\phi}, y_{ct}, P_n) = 0$$

Де  $p_{ct}$ ,  $Q_{\phi}$ ,  $y_{ct}$  — тиск в корпусі розпилювача, секундна витрата палива через форсунку і положення запірного органу при статичному рівновазі останнього, що визначають силу тиску палива на запірний орган;

$P_n$  — сила, протидіюча переміщенню запірного органу. Вона створюється в залежності від конструкції форсунки пружиною або тиском гідрозапірної рідини.

Зсув запірного органу від положення статичної рівноваги на  $\Delta y$  у призводить до появи надлишкової сили, збільшенню функції  $K$ , яка врівноважується силами інерції і тертя:

$$\frac{\partial K}{\partial p_{ct}} \Delta p + \frac{\partial K}{\partial Q_{\phi}} \Delta Q_{\phi} + \frac{\partial K}{\partial y_{ct}} \Delta y_{ct} + \frac{\partial K}{\partial P_n} \Delta P_n - M \frac{d^2 h_x}{dt^2} - \frac{d(\Delta y)}{dt} = 0$$

де  $\Delta p$  — зміна тиску в об'ємі  $V_f$  розпилювача;

$\Delta Q_{\phi}$  — зміна об'ємної витрати палива через дроселюючі переріз розпилювача;

$\Delta P_n$  — зміна зусилля, протидіє переміщенню запірного органу.

Рівняння витрати палива через дроселюючі переріз розпилювача при зсуві  $\Delta y_{ct}$  [38]:

$$\frac{\partial Q_{\phi}}{\partial p} \Delta p + \frac{\partial Q_{\phi}}{\partial y_{ct}} \Delta y_{ct} = 0$$

Рівняння (234) справедливе, якщо прийняти, що при переміщенні запірного органу зберігається нерозривність потоку.

Баланс витрати палива через форсунку з урахуванням хвиль тиску в нагнітальному магістралі при зсуві  $\Delta$ :

$$(Q_{\phi} + \Delta Q_{\phi}) = f_{u0} \frac{p_{cm}}{p_{cm0}} + \alpha V_{\phi} \frac{dp}{dt} \quad (235)$$

де  $Q_i$  і  $Q_{\phi}$  — об'ємна кількість палива, впадає в форсунку і випливає через дроселюючий переріз розпилювача при статичному рівновазі запірного органу ( $Q_a = Q_{\phi}$ ;

$\Delta Q_{\phi}$  — зміна об'ємної кількості палива, що попадає в форсунку, через хвилі тиску в нагнітальній магістралі;

$f_u$  — поперечний переріз запірного органу, що викликає при його переміщенні зміну об'єму  $V$ .

Для визначення величин  $\Delta_i$  і  $\Delta Q$  скористаємося рішенням хвильового рівняння для вихідного перерізу нагнітальної магістралі. Загальний тиск в об'ємі  $V$  розпилювача з урахуванням хвиль тиску:

$$p_{\phi} = p_{cm} + \Delta p = p_{cm} + W(t) - F(t) \quad (236)$$

Амплітуда хвилі  $F(t)$  залежить від умов відбиття хвилі  $W(t)$  біля вхідного кінця нагнітальної магістралі:

$$F(t) = -\sigma W(t - T) \quad (237)$$

де

$$T = \frac{2L}{a}$$

час руху хвилі тиску в нагнітальній магістралі в обидва кінці.

Зміна тиску в об'ємі.  $\nu$ . з урахуванням виразів (236) і (237):

$$\Delta p = W(t) + \sigma W(t - T) \quad (238)$$

Зміна об'ємної кількості палива, що попадає в форсунку,

$$\Delta Q_a = f_T \Delta C_T = -\frac{f_T}{a\rho} [W(t) - \sigma W(t - T)] \quad (239)$$

Величина  $\Delta P_i$  залежить від конструкції форсунки і швидкості переміщення її запірного органу. Велика розмаїтість конструкцій форсунок не дозволяє розглянути всі можливі формули для підрахунку величини  $\Delta P_i$ , тому обмежимося дослідженням форсунок з механічними пружинами і найбільш простих конструкцій гідрозапірних форсунок. При цьому для всіх типів зберігаються спільність явищ, що виникають в пружинах, і основні положення висновку.

Для форсунок з механічною пружиною при малих швидкостях переміщення запірного органу (без урахування хвильових явищ в пружині)

$$\Delta P_n = -\delta' \Delta \quad (240)$$

При високих швидкостях переміщення, запірного органу спостерігається імпульсний вплив вимушених коливань на рухливий кінець пружини. У результаті в пружині виникають і поширюються хвилі деформації. Величина  $\Delta P_i$  в цьому випадку може визначатися певною залежністю з опору матеріалів:

$$\Delta P_n = \Delta \varepsilon_x (EF) \quad (240a)$$

де  $\Delta P_i$  — динамічне зусилля в якому перерізі пружини, і знаходиться на відстані  $\nu$  від її рухомого кінця;

$\Delta\varepsilon$  — відносна деформація вперерізі, що розглядається;

$(EF)$  — жорсткості перерізу еквівалентного стрижня, яким замінюється пружина при аналізі.

жорсткість  $(EF)$  еквівалентного стрижня, жорсткість пружини, кут  $\theta$  підйому витків і довжина дроту  $L$  пружини пов'язані відомими співвідношеннями:

(241)

$$\left. \begin{aligned} (EF)_e &= \frac{4cS}{\pi D^3}; (\rho F)_e = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{L_n}{l} \rho_n \\ \delta' &= \frac{4cS}{\pi D^3 i_p}; \operatorname{tg} \theta = \frac{s}{\pi D}; L_n = i_p \pi D \\ c &= \frac{\pi d^4}{32} G \end{aligned} \right\}$$

де  $c$  — крутильна жорсткість дроту пружини;

$s$  — крок витків;

$d$  — середній діаметр пружини і діаметр дроту;

$G$  — модуль пружності другого роду;

$L$  — довжина еквівалентного стрижня (пружини);

$i_p$  — число робочих витків.

З виразу (241) випливає, що

$$\left. \begin{aligned} (EF)_e &= \delta' L_n \operatorname{tg} \theta \\ l &= i_p s = L_n \operatorname{tg} \theta \end{aligned} \right\} (242)$$

Швидкість розповсюдження пружної деформації вздовж дроту пружини

$$a_n = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{d}{D} \sqrt{\frac{G}{\rho_n}} = \sqrt{\frac{\delta' L}{M_r}} \quad (243)$$

Швидкість розповсюдження пружної деформації вздовж осі еквівалентного стрижня (пружини)

$$a_\varepsilon = \sqrt{\frac{(EF)_e}{(\rho F)_e}} = \frac{sd}{\sqrt{2} \pi D^2} \sqrt{\frac{G}{\rho_n}} = \sqrt{\frac{\delta' l}{M_1}} \quad (243a)$$

Відношення швидкостей поширення пружної деформації вздовж осі і дроту пружини

$$\frac{a_\varepsilon}{a_n} = \frac{1}{L_n} = tg \quad (244)$$

Час проходження хвилі деформації по пружині в обидва кінці

$$T_n = \frac{2l}{a_\varepsilon} = \frac{L_n}{a_n}$$

При поширенні хвиль пружних деформацій за еквівалентним стрижня (пружині) переміщення рухомого ( $x = 0$  кінця еквівалентного стрижня, рівне переміщенню  $\Delta$  зафіксованого органу, і прирощення  $\Delta$  відносної деформації визначаються рішенням хвильового рівняння

$$\frac{\partial^2 u(t, x)}{\partial t^2} = a_\varepsilon^2 \frac{\partial^2 u(t, x)}{\partial x^2}$$

після рішення якого і відповідних перетворень отримаємо

$$u(t, x) = f(a_\varepsilon t - x) - \sigma_n f(a_\varepsilon t + x - 2l); \quad (245)$$

$$\varepsilon(t, x) = -[f'(a_\varepsilon t - x) + \sigma]; \quad (245a)$$

$$v(t, x) = a_\varepsilon [f'(a_\varepsilon t - x) + \sigma]; \quad (245б)$$

де  $u(t, x)$ ,  $\varepsilon(t, x)$ ,  $v(t, x)$  — переміщення, відносна деформація та швидкість переміщень перерізів та відстані  $x$  від рухомого кінця стрижня.

З аналізу рівняння (245) видно, що для рухомого кінця ( $x = 0$ ) переміщення

$$\Delta y = f(a_\varepsilon t) - \sigma_n f(a_\varepsilon t - 2l)$$

Переходячи до аргументу часу і позначивши пряму хвилю переміщення  $y(t)$ , одержимо

$$y = y(t) - \sigma_n y(t - T_n) \quad (246)$$

Величина додаткової відносної деформації визначається з виразів (245a) і (245б) при  $x = 0$ :



$$\Delta\varepsilon = -(\Delta\varepsilon_1 + \Delta\varepsilon_2) = -\frac{1}{a_g}(v_1 + v_2)$$

але

$$v_1 = \frac{dy(t)'}{dt} \quad v_2 = \frac{dy(t-T_n)'}{dt}$$

тоді

$$\Delta\varepsilon = -\frac{1}{a_g} \left[ \frac{dy(t)}{dt} + \sigma_n \frac{dy(t-T_n)}{dt} \right] \quad (247)$$

Підставивши значення, знайдене за формулою (247), і  $(EF)$ , визначене за висловом (242), в залежність (240а) з урахуванням рівності (244), отримаємо при  $x = 1$

$$\frac{\partial K}{\partial p_{сг}} + \sigma_n \frac{\partial K}{\partial p_{сг}} \quad (248)$$

Для спільного розв'язання рівнянь (233), (234) і (235) підставимо у них значення  $\Delta f$ ,  $\Delta Q$ ;  $\Delta i$ ,  $\Delta P$ , обчислені відповідно за формулами (238), (239), (246) і (248). З виразу (234) знаходимо  $\Delta Q$  і підставляємо в рівняння (233) і (235).

Після перетворень спільне рішення двох отриманих диференціальних рівнянь аналогічно роботі [87] дозволяє знайти характеристичне рівняння для даної системи паливоподачі:

$$\left( M'z^2 + \vartheta Z + \frac{\partial K}{\partial p_n} \cdot \frac{\delta T_n}{2} \cdot \frac{1 + \sigma_n e^{-zT_n}}{1 - \sigma_n e^{-zT_n}} Z + \frac{\partial K}{\partial Q_{\phi}} \cdot \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{сг}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\phi}}} - \frac{\partial K}{\partial y_{сг}} \right) \times \left( \alpha V_{\phi} Z - \frac{\frac{\partial N}{\partial p_{сг}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\phi}}} + \frac{f_T}{a\rho} \cdot \frac{1 - \sigma_n e^{-zT_n}}{1 + \sigma_n e^{-zT_n}} \right) + \left( f_{u0} Z - \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{сг}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\phi}}} \right) \times \left( \frac{\partial K}{\partial p_{сг}} - \frac{\partial K}{\partial Q_{\phi}} \cdot \frac{\frac{\partial N}{\partial p_{сг}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\phi}}} \right) = 0 \quad (249)$$

Рівняння (249) є найбільш загальним для аналізу коливань запірного органу форсунок різних типів: клапанно-соплового, штифтового і з багатодіркового розпилювачами. Воно враховує основні конструктивні параметри форсунки, нагнітальної магістралі і пружини.

Значення приватних похідних функцій  $f_i$  визначаються з формул статичної

рівноваги запірного органу форсунки і витрати палива через дросселірующие перерізу розпилювача

Окремі випадки характеристичного рівняння. 1) Для коротких і жорстких пружин ( $T_n \rightarrow 0; \sigma_n = 1$ ) можна знехтувати наявністю в них хвиль деформації, тоді, приймаючи величину  $\Delta P$ , обчислену але висловом (240), а

$\Delta y = y(t)$  будемо мати

$$\left( M'z^2 + \vartheta Z + \frac{\partial K}{\partial P_n} \cdot \delta' + \frac{\partial K}{\partial Q_{\dot{\varphi}}} \cdot \frac{\frac{\partial y_{c\pi}}{\partial N}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} - \frac{\partial K}{\partial y_{c\pi}} \right) \times \left( \alpha V_{\dot{\varphi}} Z - \frac{\frac{\partial p_{c\pi}}{\partial N}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} + \frac{f_T}{\alpha \rho} \cdot \frac{1 - \sigma_n e^{-zT_n}}{1 + \sigma_n e^{-zT_n}} \right) + \left( f_{u0} Z - \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{c\pi}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} \right) \times \left( \frac{\partial K}{\partial p_{c\pi}} - \frac{\partial K}{\partial Q_{\dot{\varphi}}} \cdot \frac{\frac{\partial p_{c\pi}}{\partial N}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} \right) = 0$$

(249a)

Вираз (249a) можна отримати із загальної формули (249). Якщо покласти  $\sigma_n = 1$ , то

$$\frac{1 - \sigma_n e^{-zT_n}}{1 + \sigma_n e^{-zT_n}} = \frac{1 - e^{-zT_n}}{1 + e^{-zT_n}} = \frac{1 - e^{-zT_n}}{2}$$

При  $T_n \rightarrow 0, th \frac{zT_n}{2} \approx \frac{zT_n}{2}$  підставивши значення  $t$  у вираз (249) і зробивши скорочення, одержимо формулу (249a).

2) При відсутності нагнітального трубопроводу ( $T_n = 0; \sigma_n = 1$ ) з формули (249) знайдемо

$$\left( M'z^2 + \vartheta Z + \frac{\partial K}{\partial P_n} \cdot \frac{\delta' T_n}{2} \cdot \frac{1 + \sigma_n e^{-zT_n}}{1 - \sigma_n e^{-zT_n}} Z + \frac{\partial K}{\partial Q_{\dot{\varphi}}} \cdot \frac{\frac{\partial y_{c\pi}}{\partial N}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} - \frac{\partial K}{\partial y_{c\pi}} \right) \times \left( \alpha V_{\dot{\varphi}} Z - \frac{\frac{\partial p_{c\pi}}{\partial N}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} \right) + \left( f_{u0} Z - \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{c\pi}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} \right) \times \left( \frac{\partial K}{\partial p_{c\pi}} - \frac{\partial K}{\partial Q_{\dot{\varphi}}} \cdot \frac{\frac{\partial p_{c\pi}}{\partial N}}{\frac{\partial N}{\partial Q_{\dot{\varphi}}}} \right) = 0$$

(249б)

3) Без урахування коливань в пружині і нагнітальній магістралі ( $T_n = 0; \sigma_n = 0; T = 0; \sigma = 1$ ) з виразу (249) отримаємо

$$\left( M' z^2 + \vartheta z + \frac{\partial K}{\partial P_n} \delta' + \frac{\partial K}{\partial Q_\varphi} \cdot \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{\text{ср}}} - \frac{\partial K}{\partial y_{\text{ср}}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_\varphi}} \right) \times \left( \alpha V_{\varphi} z - \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{\text{ср}}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_\varphi}} \right) + \left( f_{u0} z - \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{\text{ср}}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_\varphi}} \right) \times \left( \frac{\partial K}{\partial p_{\text{ср}}} - \frac{\partial K}{\partial Q_\varphi} \cdot \frac{\frac{\partial N}{\partial y_{\text{ср}}}}{\frac{\partial N}{\partial Q_\varphi}} \right) = 0$$

(249в)

Форсунка з гідравлічною пружиною. 1) Для форсунки, у якій об'єм гідрозапорної рідини зосереджений близько голки, хвильових явищ у ньому не виникає. Нехтуючи витоками гідрозапорної рідини, за відомим співвідношенням знаходимо

$$\Delta P_n = -\frac{f_u^2}{\alpha_3 V_3} \Delta y = -\delta_3 \Delta y$$

де  $\delta_3 = \frac{f_u^2}{\alpha_3 l}$  — жорсткість гідрозапорної пружини.

Отриманий вираз для  $\Delta P_n$  ґрунтовно залежності (240), отже, для таких форсунок справедливо характеристичне рівняння (249а),

2) Для форсунок, у яких гідрозапорна рідина знаходиться в каналі довжиною  $l$  і перерізом  $j$ , величину  $\Delta P_n$  можна знайти, розглядаючи цю рідину як пружний стрижень жорсткістю

$$(EF)_3 = \frac{j}{c}$$

випадку:

$$\Delta P_n = \Delta \varepsilon_3 (EF)_3 \cdot \frac{f_u}{f_3} = \Delta \varepsilon_3 \cdot \frac{j}{a} \quad (250)$$

Використавши далі для відшукування  $\Delta \varepsilon_3$  рішення, аналогічне виразу (247), підставимо Отримане значення в формулу (250), тоді

$$\Delta P_n = -\frac{\delta_3 T_3}{2} \left[ \frac{dy(t)}{dt} + \sigma_3 \frac{dy(t-T_3)}{dt} \right] \quad (251)$$

де  $T_3 = \frac{2l}{a}$  — час руху хвилі тиску по каналу з гідрозапорної рідини в обидва кінці;



Метод рішення рівняння (252) розглядається для закритої форсунки з багатодірковим розпилювачем, яка схематично показана на рис. 166, а її розпилювач на рис. 31. Для цієї форсунки рівняння статичної рівноваги голки має вигляд

$$p_{ст}(f_u - f'_u) + p'_{ст}f'_u + P_n = 0 \quad (257)$$

де

$$P_n = -p_{ат}f_a - \delta' \quad (258)$$

Тут  $f'_u$  — майданчик голки, на яку діє тиск  $p'_c$ . У міру підйому голки

величина  $f'_u$  зменшується від  $f'_u = \frac{\pi d_x^2}{4}$  при  $y = 0$  до  $f'_u \approx \frac{\pi d_{рк}^2}{4}$

Деякі дослідники приймають  $f'_u = 0$ . У подальших розрахунках цієї глави

$$f'_u = 0,5 \frac{\pi}{4} (d_x^2 + d_{рк}^2);$$

$f_a = \frac{\pi}{4} (d_u^2 + d_x^2)$  — площа голки, на яку діє тиск  $p_\phi$ . Рівняння витрати

палива через дросельний переріз і соплові отвори розпилювача:

$$p'_{ст} - p_c \frac{Q_\phi^2 \rho}{2} \cdot \frac{1}{(\mu_c f_c)^2} = 0 \quad (259)$$

$$N(p_{ст}, Q_\phi, \gamma_{ст}) = p_{ст} - p_{ст} \frac{Q_\phi^2 \rho}{2} \cdot \chi(\gamma_{ст}) = 0 \quad (260)$$

де

$$\chi(\gamma_{ст}) = \frac{1}{\gamma_{ст}^2} + \frac{1}{\gamma_{ст}^4} \quad (261)$$

величина, зворотна квадрату еквівалентного прохідного перерізу розпилювача;

$f$  —

площа мінімального прохідного перерізу між запірними конусами. Для

$y \geq \frac{d_{рк}}{2} (\text{ctg} \frac{\tau}{2} - \text{ctg} \frac{\tau_1}{2})$  площа  $f$  підраховується за формулою (45).

Виключаючи з виразу (257) величину  $p'_c$ , знайдену за формулою (259), отримаємо

$$K(p_{ст}, Q_{\phi}, y_{ст}, P_n) = p_{ст}(f_u - f'_u) + p_{ц} \frac{Q_{\phi}^2 \rho}{2} \cdot \frac{f'_{1u}}{(\mu c f c)^2} + p'_{ст} f'_{1u} + P_n = \dots \quad (262)$$

Вирішуючи спільно рівняння (260) та (262) з урахуванням виразу (258), визначимо залежності

$$Q_{\phi} = \dots \quad (263)$$

$$p_{ст} = \dots \chi(y_{ст}) + \dots \quad (264)$$

частні похідні визначаються диференціюванням рівнянь (262) і (260):

$$(265)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial K}{\partial p_{ст}} &= f_u - f'_u; \quad \frac{\partial K}{\partial Q_{\phi}} = \frac{f'_{1u}}{(\mu c f c)^2} \rho Q_{\phi} \\ \frac{\partial K}{\partial y_{ст}} &= 0; \quad \frac{\partial K}{\partial P_n} = 1 \\ \frac{\partial N}{\partial p_{ст}} &= 1; \quad \frac{\partial N}{\partial Q_{\phi}} = -\rho Q_{\phi} \chi(y_{ст}) \\ \frac{\partial N}{\partial y_{ст}} &= -\frac{Q_{\phi}^2}{2} \frac{\partial \chi(y_{ст})}{\partial y_{ст}} \end{aligned}$$

де

$$\dots = \dots \cdot \dots \quad (266)$$

Підставивши знайдені значення частині похідних в залежності (255), отримаємо

$$(267)$$

$$\begin{aligned} A &= \alpha V_{\phi} M' \\ B &= \alpha V_{\phi} \theta + \frac{M'}{\rho Q_{\phi} \chi(y_{ст})} + M' \frac{f_{\tau}}{a \rho} \\ C &= \alpha V_{\phi} \delta' + \alpha V_{\phi} \frac{f'_{1u}}{(\mu c f c)^2} \frac{\rho Q_{\phi}^2}{2} \frac{\partial \chi(y_{ст})}{\partial y_{ст}} + \frac{\theta}{\rho Q_{\phi} \chi(y_{ст})} + f_u \left[ f_u - f'_u + \frac{f'_{1u}}{(\mu c f c)^2} \frac{1}{\chi(y_{ст})} \right] + \theta \frac{f_{\tau}}{a \rho} \\ D &= \frac{\delta'}{\rho Q_{\phi} \chi(y_{ст})} \frac{Q_{\phi}^2}{2} \frac{\partial \chi(y_{ст})}{\partial y_{ст}} (f_u - f'_u) + \frac{f_{\tau}}{a \rho} \left[ \alpha V_{\phi} \frac{f'_{1u}}{(\mu c f c)^2} \frac{\rho Q_{\phi}^2}{2} \frac{\partial \chi(y_{ст})}{\partial y_{ст}} + \delta' \right] \\ E &= B - 2M' \frac{f_{\tau}}{a \rho} \\ G &= C - 2\theta \frac{f_{\tau}}{a \rho} \\ H &= D - 2 \left[ \alpha V_{\phi} \frac{f'_{1u}}{(\mu c f c)^2} \frac{\rho Q_{\phi}^2}{2} \frac{\partial \chi(y_{ст})}{\partial y_{ст}} + \delta' \right] \frac{f_{\tau}}{a \rho} \end{aligned}$$

Величини коефіцієнтів A, B, C, D, E, G, H є тепер функцією тільки положення голки. Значення  $\chi(y_{ст}); \frac{\partial \chi(y_{ст})}{\partial y_{ст}}$  і Q знаходяться відповідно за формулами (261),

(266) і (263).

Подальше рішення полягає у визначенні коренів рівняння (252) при відомих значеннях вхідних в нього коефіцієнтів. При цьому в області нестійкої роботи форсунки коріння повинні бути уявні з позитивною дійсною частиною. Кожна пара комплексних коренів  $z_k = \lambda_k \pm i\omega$  відповідає коливань голки з частотою k-й гармоніки. Голка буде коливатися з частотою тієї гармоніки, для якої  $\lambda$  має найбільше значення, якщо половина амплітуди коливань не перевищує відстані від положення центру коливань до сідла. Коли амплітуда коливань більше цієї відстані, голка коливається з частотою наступного гармоніки. На кордоні стійкості  $\lambda_k = 0$  голка здійснює гармонійні коливання. Для стійкої області роботи форсунки  $\lambda_k < 0$ .

Рівняння (252) має нескінченну безліч коренів. Для їх відшукування досить зручний і наочний метод траєкторії коренів [19]. У цьому методі використовуються два рівняння, перше з яких дозволяє побудувати траєкторію коренів в координатах  $\lambda_k - i\omega$ , друге — побудувати в тих же координатах лінії рівних значень  $\sigma$ . Точки перерізу траєкторій коренів з лініями  $\sigma = const$  дають шукані рішення. Графічне рішення задачі може бути замінено аналітичним у разі застосування ЦВМ. Розрахунок істотно спрощується при визначенні режимних параметрів і частот коливань голки для межі переходу від стійкої роботи форсунки до нестійкою.

Для кордону стійкості  $\lambda_k = 0$  рівняння траєкторій коренів і кривих  $\sigma = const$  перетворюються до вигляду

$$\begin{aligned} & \{A^c \omega^3 + [BE - A(C + G)]\omega^2 + (CG - BH - ED)\omega + DH\} + \{q\omega\} \\ & - \{(B - E)A\omega^3 + [CE - BG - A(D - H)]\omega^2 + (DG - CH)\omega\} = 0 \\ & A^c (\sigma^c - 1)\omega^3 + [\sigma^c E - B^c - 2A(\sigma^c G - C)]\omega^2 + \sigma^2 H^2 - D^2 = 0 \end{aligned}$$

Виявом (269), яке підстановкою приводиться до рівняння третього порядку або вирішується на ЦВМ по стандартній програмі, визначається залежність  $\omega = f(\gamma)$ . Далі знаходяться ті значення  $a_k$  і  $y_k$ , при яких ліва частина рівняння (268) звертається в нуль. Оскільки ці значення одночасно задовольняють обом рівнянням, вони є шуканими рішеннями. Для значень  $\sigma = \pm 1$  вираз (269) приводиться до квадратному рівнянню, що спрощує вирішення задачі.

Розрахунки викладеним методом були виконані для форсунки дизелів ЯМЗ з метою оцінки впливу довжини нагнітальної магістралі і умов відображення хвилі тиску у її вхідного кінця на положення межі стійкості і частоту коливань голки.

Вихідні параметри, прийняті при розрахунку:

$$M' = 353 \cdot 10^{-7} \frac{\text{кг/с}^2}{\text{см}} \quad \vartheta = 0,04 \frac{\text{кг/с}}{\text{см}}$$

$$\alpha = 80 \cdot 10^{-9} \text{см}^2 / \text{с}; \quad V_{\text{ш}} = 1,58 \text{с}; \quad \delta' = 200 \text{кг/с};$$

$$t_r = 0,0314 \text{с}; \quad \rho = 0,84 \cdot 10^{-9} \text{—}$$

$$a = 0,12 \text{см}; \quad a_{\text{ш}} = 0,6 \text{—}$$

$$a_{\text{шх}} = 0,12; \quad \tau_1 = 6; \quad \tau = 5; \quad L = 5 \div 150; \quad a_{\text{ш}} = 0,26;$$

$$\mu_c t_c = 0,00278 \text{с}; \quad \mu_{\text{ш}} =; \quad p_{\text{ш}} =; \quad p_{\text{ш0}} = 125 \text{кг/с}; \quad -1 \leq \sigma \leq 1$$

Розрахункові залежності частоти коливань  $\nu_k$  від довжини нагнітальної магістралі для  $+1 \geq \sigma \geq 0$  показані на рис. 168, а, а для  $-1 \leq \sigma \leq 0$  — на рис. 168, б. Значення режимних параметрів  $y_k$  і  $Q_k$  форсунки для межі стійкості зображені відповідно на рис. 169 і 170.

На рис. 168, а нанесені частоти коливань голки з різними гармоніками, що відповідають умові  $\lambda_k = 1$ . Ці частоти і відповідні їм значення режимних параметрів форсунки на рис. 168, а, б і 169 і 170 показані суцільними лініями.



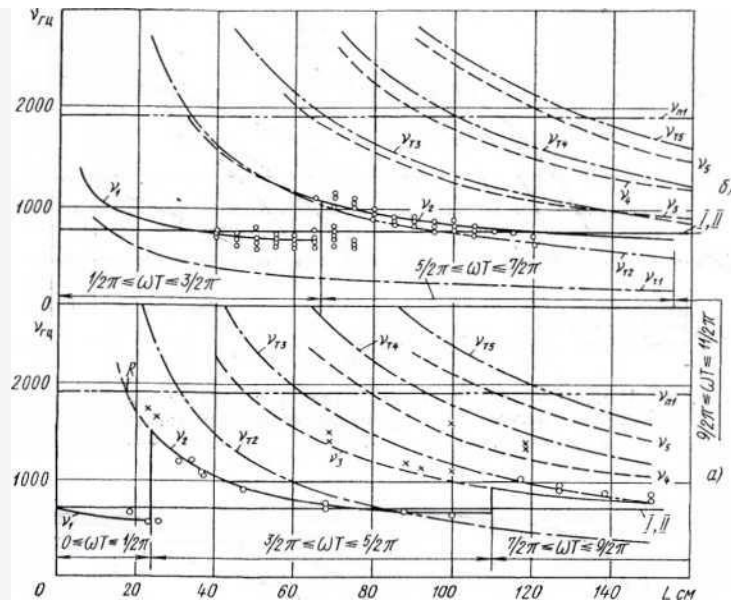


Рис. 168. Зміна частоти коливань голки і пружини форсунки, а також стовпа рідини в нагнітальному магістралі в залежності від довжини останньої при:.

а) ; б)

Зі збільшенням довжини , частота коливань поступово знижується, а значення  $y_{кр} (Q_{кр})$  зростає, система стає динамічно менш стійкою. Коли в міру збільшення  $\omega T$  добуток  $\omega T$  стає кратним , стрибкоподібно зростає частота з переходом коливань на наступну вищу гармоніку. При цьому величина  $y_{кр} (Q_{кр})$  зменшується, тобто динамічна стійкість системи частково відновлюється. Такі переходи спостерігаються при  $\sigma > 1$ , якщо  $\omega T = (2k - 1) \cdot \frac{\pi}{2}$ ; при  $\sigma < 1$ , якщо  $\omega T = (2k + 1) \cdot \frac{\pi}{2}$  (де  $k = 0, 1, 2, 3, \dots$  — порядковий номер гармоніки коливань), що відповідає довжині нагнітальної магістралі 24, 110, 200 см і т. д. (рис. 168, а) і 66, 156 см і т. д. (рис. 168, б).



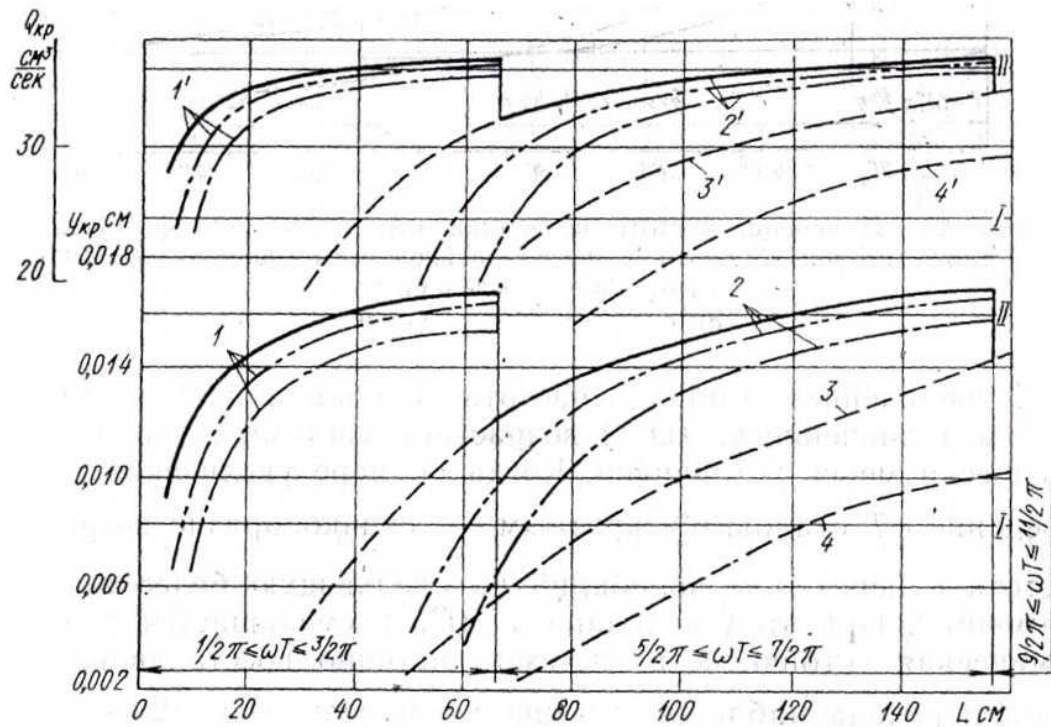


Рис. 170. Зміна режимних параметрів форсунки на кордоні стійкості залежно від довжини нагнітальної магістралі:

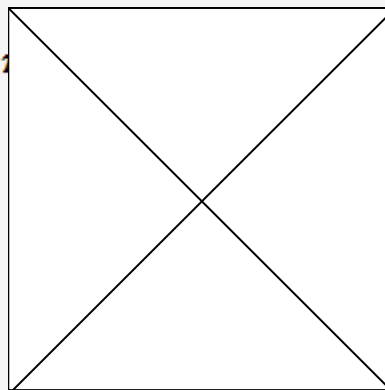
1, 2, 3, 4 - порядковий номер гармоніки;  $\sigma = 1$ ;  $\text{---}\text{---}\text{---}\sigma = 0,9$ ;

$\text{---}\text{---}\text{---}\sigma = 0,7$

Вплив умов відображення хвилі тиску біля вхідного кінця нагнітальної магістралі можна оцінити, якщо зіставити дані рис. 168, а і рис. 168, б. при  $\sigma >$  (рис. 168, а) коливання голки на кордоні стійкості можливі з частотами, для яких величина добутку  $\omega T$  лежить в межах  $0 \leq \omega T \leq \frac{3}{2}\pi$ ;  $\frac{3}{2}\pi \leq \omega T \leq \frac{5}{2}\pi$  і т.

д. Умова  $\sigma <$  (рис. 168, б) дозволяє отримати частоти коливань, для яких

$$\frac{\pi}{2} \leq \omega T \leq \frac{3}{2}\pi; \frac{3}{2}\pi \leq \omega T \leq \frac{5}{2}\pi$$



і т. д. Зменшення

абсолютного значення про не робить істотного впливу на частоту коливань голки, але викликає зниження підйому голки  $y_k$  і секундного витрати палива  $Q_k$  через форсунку. З даних рис. 171 видно, що для  $0 \leq \sigma \leq 0,8$  можливі коливання голки з частотами тільки першої гармоніки. Отже, із зменшенням амплітуди хвилі тиску, що відбивається від вхідного кінця нагнітальної магістралі (зменшення  $|\sigma|$ ), динамічна стійкість системи підвищується.

З метою підтвердження отриманих розрахункових залежностей була експериментально визначена частота коливань голки при зміні довжини нагнітального трубопроводу на стенді, що забезпечує постійний тиск в акумуляторі 1 (див. рис. 166). умова відображення ( $\sigma \approx 1$  хвилі тиску біля вхідного кінця нагнітальної магістралі було отримано установкою дросельного крана 2. Рух голки реєструвався індуктивним датчиком і шлейфовим осцилографом. Отримані експериментальні точки  $v_k^i$   $y_k$  для межі переходу від стійкою до подрібненої роботи форсунки показані на рис. 168, а і 169 кружками. Видно, що для частот коливань вони досить близько збігаються з розрахунковими кривими. Розрахункові та експериментальні значення  $y_k$  збігаються менше (див. рис. 169), що пояснюється наявністю постійної складової сили тертя між голкою і корпусом розпилювача. Ця сила тертя впливає на положення центру коливань голки форсунки.

На рис. 168, а нанесені (хрестиками) також експериментальні значення частот, отримані при постійній довжині і зміні витрати палива через форсунку в області її нестійкої роботи. Ці точки досить близько розташовуються від розрахункових кривих, відповідних більш високим наступним по порядку гармонікам коливань. Наприклад, при довжині  $L = 100\text{ см}$  спостерігалися коливання голки з частотами 675, 1100 і 1600 гц відповідно розрахункові значення досягали 698, 1030 і 1500 Гц. Слід зазначити, що зі зростанням частоти коливань розбіжність розрахункових і експериментальних даних

збільшується. Останнє можна пояснити тим, що при цьому розрахунку не враховувалися хвильові явища в пружині паливної форсунки.

Експериментальні дані за частотами коливань, наведені в роботі [88] для форсунки з масою рухомих деталей та умов відображення хвилі  $\sigma =$ , також узгоджуються з розрахунковими кривими (див. рис. 168, б). Мало відрізняється і довжина, при якій відбувається перехід з одного гармоніки коливань на іншу.

Для оцінки впливу обліку динамічних явищ в нагнітальному магістралі на частоту коливань і режимні параметри форсунки на рис. 168, а, б, 169 і 170 нанесені лінії I і II, відповідні розрахунками по рівняннях (256) і (249в). При врахуванні хвилі, що йде тільки від форсунки до вхідного кінця нагнітальної магістралі ( $L \rightarrow \infty$ , за рівнянням (256) отримуємо  $v_{кр} = 742$  Г?

$u_{кр} = 0,00825$  сг  $Q_{кр} = 24$  см<sup>3</sup>/і. Якщо знехтувати хвильовими явищами в нагнітальній магістралі і пружині, рішення рівняння (249в) дає  $v_{кр} = 736$  Г?

$u_{кр} = 0,0159$  сг  $Q_{кр} = 35,6$  см<sup>3</sup>/і. Отримані значення частот і режимних параметрів для обох випадків не залежать від довжини паливопроводу.

Зіставлення наведених даних з кривими на рис. 168, а, б, 169 і 170 показує, що для окремих довжин нагнітальної магістралі вони збігаються з кривими, побудованими рішенням рівняння (252). Для інших довжин розбіжності досягають 100%. В області нестійкої роботи форсунки ці розбіжності можуть бути ще значніше.

На рис. 172 і 173 показано вплив коефіцієнта демпфування і маси рухомих деталей на частоту коливань голки і режимні параметри форсунки на кордоні стійкості. Розрахунок був виконаний для форсунки дизелів ЯМЗ рішенням рівняння (252) при  $L = 70$  см  $\sigma =$ . Із зростанням коефіцієнта демпфування частота коливань голки збільшується, а величина критичних значень підйому голки і витрати палива знижуються (рис. 172). Останнє вказує на те, що

стійкість системи підвищується і при  $\vartheta > 0,2$  автоколивання голки стають неможливими. Збільшення маси рухомих деталей форсунки (рис. 173) знижує частоту коливань. Критичні значення режимних параметрів ( $y_{кр}^i Q_{кр}$ ) зростають.

Розглянуті коливання голки в процесі нестійкої роботи форсунки відбуваються з

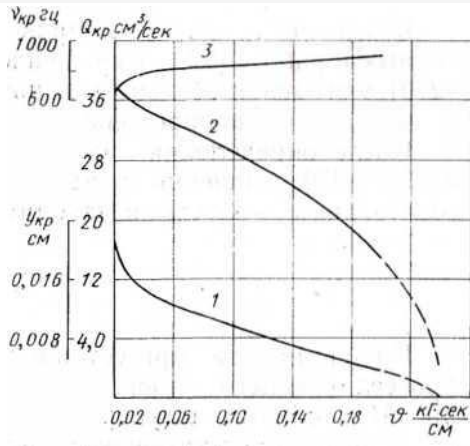


Рис. 172. Зависимость частоты колебаний иглы и режимных параметров форсунки на границе устойчивости от коэффициента  
:1— ; 2— ; 3—

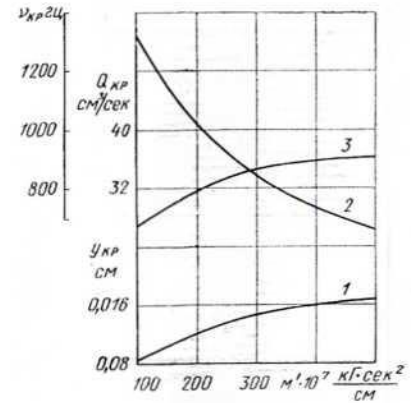


Рис. 173. Зависимость частоты колебаний иглы и режимных параметров форсунки на границе устойчивости от массы движущихся деталей:  
1— ; 2— ; 3—

високою частотою. При цьому частота коливань голки може співпадати з частотою власних коливань пружини або стовпа рідини в нагнітальному магістралі. В результаті виникають резонансні явища, коли замість гармонійних синусоїдальних коливань з'являються безладні коливання з різкими змінами амплітуди і розривом кінематичного зв'язку між рухомими деталями форсунки.

Щоб оцінити резонанси частот коливань голки і пружини форсунки дизелів ЯМЗ, на рис. 168, а, б нанесені лінії першої гармоніки власної частоти коливань пружини. Частота коливань пружини визначалася за відомими формулами. З порівняння кривих частот видно, що частота першої гармоніки коливань

пружини  $v_{n1} = 1920 \text{ г}$  значно перевищує частоту коливань голки на границі стійкості. В області нестійкої роботи форсунки власна частота коливань пружини може співпадати з частотою коливань голки. Наприклад, при  $L = 16 \text{ с}$  може наступити явище резонансу коливань другої гармоніки для голки і першої гармоніки для пружини. Такий резонанс спостерігався при експериментальних дослідженнях на малих витратах палива через форсунку. Точка резонансу на рис. 168, а відзначена буквою **а**.

Частоти власних коливань стовпа рідини в нагнітальному магістралі були розраховані за формулою [57]

$$= \frac{v}{L} \quad (270)$$

де  $v$  —об'єм палива у вхідного кінця нагнітальної магістралі.

На відміну від формул, приведених в роботі [87], вираз (270) враховує об'єми палива по кінцях паливопроводу.

Після визначення з виразу (270) значення частота власних коливань знаходиться за формулою

$$= \quad (271)$$

У нашому випадку при установці дросельного крана 2 (див. рис. 166) об'єм у штуцері крана з боку нагнітального трубопроводу ПВЗ ~ Уф-

Тоді з формул (270) і (271) отримуємо

$$- \quad (272)$$

де  $1, 2, 3, 4, \dots$  —порядковий номер гармоніки коливань.

Формула (272) збігається з аналогічним виразом з роботи [87].

При безпосередньому приєднанні паливопроводу до акумулятора тиску маємо  $V_n \rightarrow \infty$ , тоді

$$t_{qv} L = \dots$$

Значення частот, розраховані за формулою (272), нанесені на рис. 168, а,

а за формулою (271) з урахуванням виразу (273)— на рис. 168, б. Характер зміни частоти коливань голки форсунки збігається зі зміною власної частоти коливань стовпа рідини в нагнітальному магістралі. Для початкових гармонік криві частот коливань голки на кордоні стійкості і частот коливань у розташовуються на близькій відстані одна від одної і можуть пересікатися. Отже, при близькому взаємному розташуванні та пересікатися кривих частот можуть виникати резонанси коливань голки з власними частотами коливань стовпа рідини в нагнітальному магістралі. При зміні витрати палива через форсунку змінюється частота коливань голки, тому може наступити резонанс частот різних гармонік.

На рис. 174 показана осцилограма коливань голки, отримана при зміні витрати палива через форсунку (см ). Кадр б-відповідає коливанням голки на кордоні, стійкості з частотою в,  $00 \text{ гц}$  . При зменшенні витрати частота коливань голки зростає до  $750 \text{ гц}$  (кадр б). В результаті подальшого збільшення частоти настає резонанс коливань (кадр 4), замість синусоїдальних коливань виникають коливання голки з різкими змінами амплітуди. Вони викликають підвищений знос тертьових і опорних поверхонь рухомих деталей форсунки і швидке порушення її регулювання. Подальше зниження витрати виводить систему з резонансу, голка починає колитися з частотою  $140 \text{ гц}$  наступного по порядку гармоніки (кадр 3).

Кадр 1 відповідає положенню голки на сідлі.

При роботі форсунки на двигуні нестійкі режими роботи спостерігаються в зоні малих чисел оборотів. Оцінюючи витрату палива через форсунку за середньою під час впорскування швидкістю подачі, можна визначити частоту коливань голки з урахуванням і без урахування динамічних явищ в нагнітальній магістралі і пружині форсунки. При цьому бажано, щоб параметри системи і режими її роботи були підібрані так, щоб не виникало резонансу коливань голки, стовпа рідини в нагнітальній магістралі й пружини форсунки.



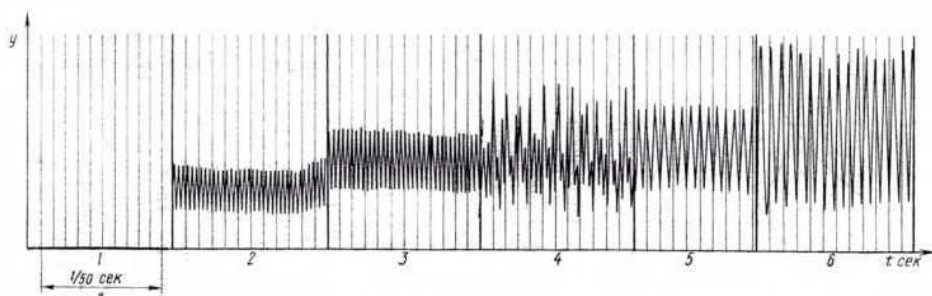


Рис.

174. Осцилограма коливань голки розпилювача при різних секундних витрати палива через форсунку  $L = 70$  с:

1-  $v \neq$ ,  $Q_{\phi} =$ ; 2-  $v = 1500z$ ; 3-  $v = 1440z$ ; 4-резонанс 5-  $v = 750z$ ; 6-  $v = 700z$

## **4.ВПЛИВ НАГНІТАЛЬНОГО КЛАПАНА З ОТВОРАМИ В СІДЛІ НА ПАРАМЕТРИ УПОРСКУВАННЯ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ**

### **4.1. Методика експериментального дослідження**

Дослідження проводилися на безмоторній експериментальній установці й установці на базі двигуна типу Д-240

. Характеристики паливоподачі знімалися при змінних числах оборотів насоса від  $n = 850$  до 300 об/хв і постійну циклову подачу, а також при постійному номінальному числі оборотів  $n = 850$  об/хв і змінній цикловій подачі, що охоплюють усі робочі режими дизеля.

Дослідження на дизелі проводилося по регулювальній, регуляторній і навантажувальній характеристика

У процесі дослідження реєструвалися:

1 — продуктивність секції за 1 хвилину і за 1 цикл

- 2 — кут випередження упорскування;
- 3 — тиск палива в насоса  $P_n$ ;
- 4 — тиск палива у форсунки  $P_f$ ;
- 5 — підйом голки форсунки;
- 6 — підйом нагнітального клапана;
- 7 — закон подачі палива;
- 8 — витоку палива через зазор у плунжерній парі.

Вплив характеристик упорскування на роботу дизеля оцінювалося по:

- 1 — потужності двигуна;
- 2 — годинній і питомій витраті палива;
- 3 — максимальному тиску згоряння;
- 4 — швидкості наростання тиску згоряння (твердості);
- 5 — температурі газів, що відробили;
- 6 — характеристиці виділення тепла;
- 7 — утрати тепла;
- 8 — максимальній температурі згоряння.

Для вимірів тисків у паливній системі використовувалися тензометричні датчики, а для вимірів переміщень голки, нагнітального клапана й оцінки кута повороту вала — індуктивні датчики, конструкції яких розроблені за методикою Г. Б. Розенблита [24]. Датчик ходу нагнітального клапана приведений на рис. 4.1. Корпус датчика 1 ввертається в головку насоса. Котушка 2 виготовлена зі спеціального матеріалу — діелектрика. Пази для мотків дроту розташовані зовні, котушки 3 навиті з 100 витків проводу ПЗЛ діаметром 0,18 мм кожна. Зверху котушки покриті ізоляцією. Кінці від котушок виводяться до контрольної планки 4, а потім за мостовою схемою приєднуються до підсилювача.

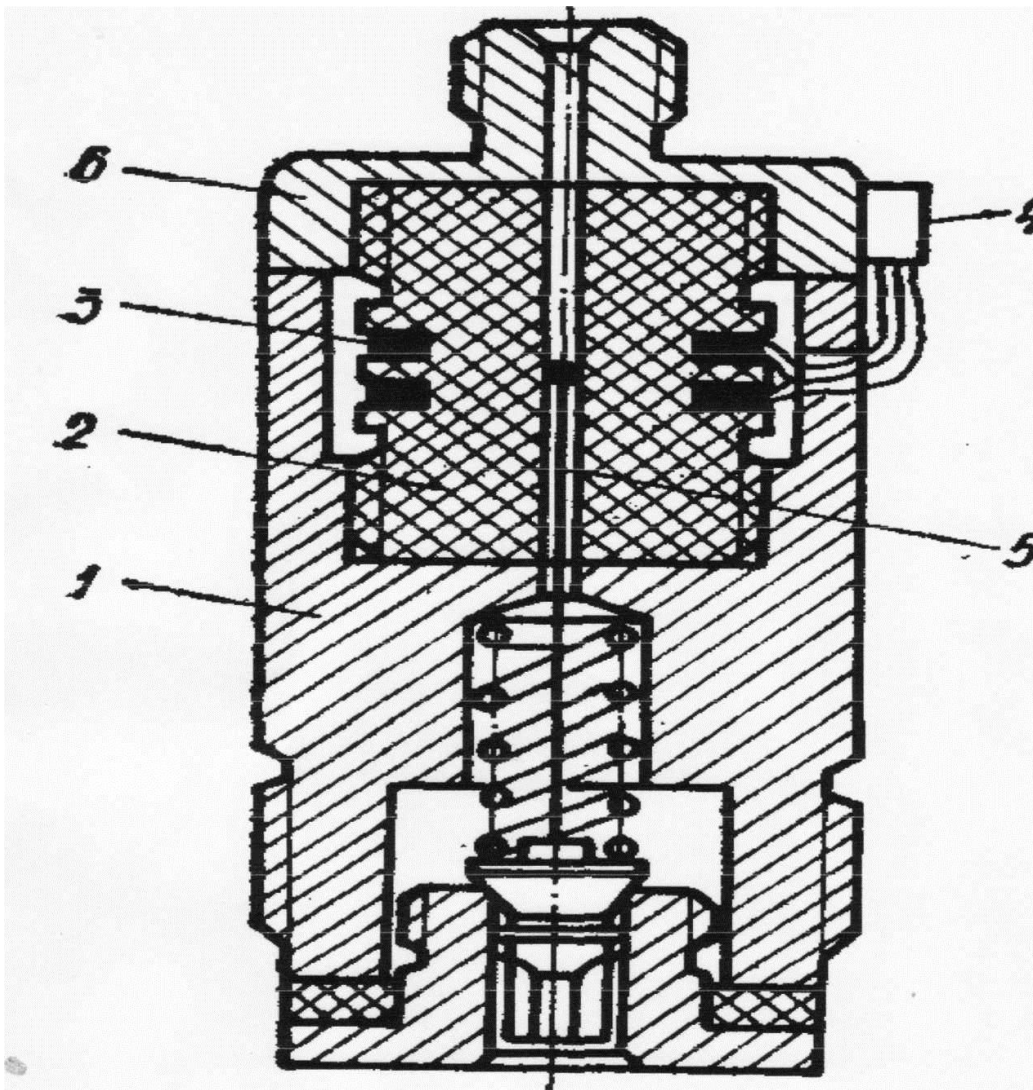


Рис. 4.1. Індуктивний датчик ходу нагнітального клапана.

Зміна індуктивності відбувається в результаті переміщення стрижня

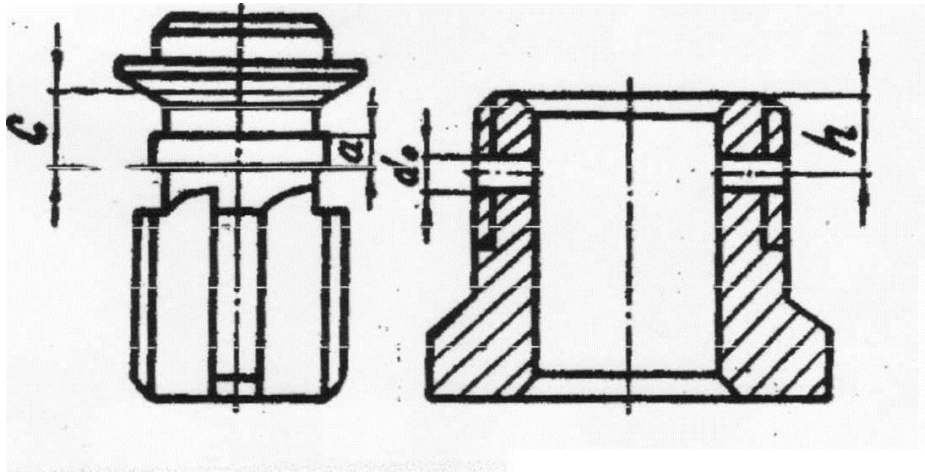
5 щодо котушки, з яких одна включена в ланцюг харчування від звукового

генератора підсилювача, а друга у вимірювальний ланцюг підсилювача.

Сам стрижень виготовлений із бронзи, на кінці якого закріплюється сталева шайба, що значно зменшує розсіювання магнітного полючи індуктивних котушок. Рівновага мостової схеми датчика здійснюється вибором рівної

кількості витків котушок і розташуванням стрижня 5 у середній частині між витками. Зверху на котушку навертається кришка 6, що виконує роль штуцера.

#### 4.2. Результати дослідження



На рис. 4.2 показаний досліджуваний нагнітальний клапан, а в таблиці 2 приведені його конструктивні параметри. **Рис. 4.2. Нагнітальний клапан з отворами в сідлі.**

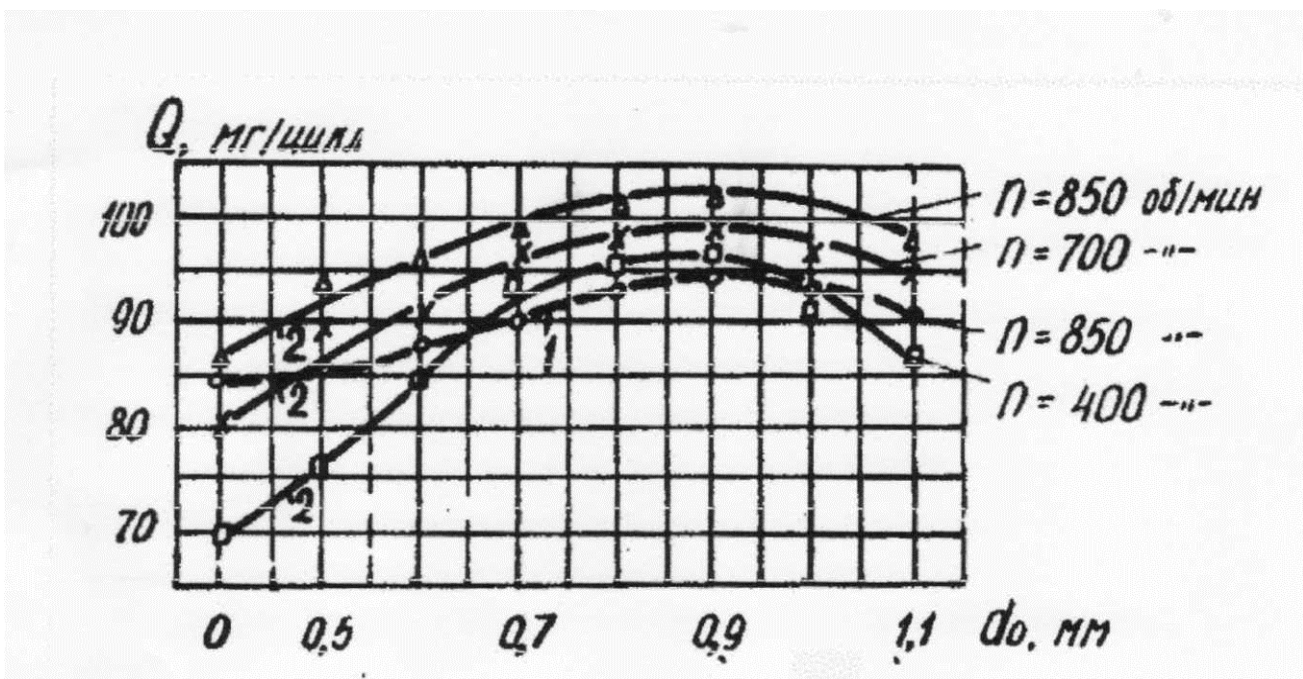
##### а) Вплив параметрів нагнітального клапана на продуктивність насоса.

Аналіз результатів експериментального дослідження показує, що нагнітальний клапан з отворами в сідлі, розташованими на рівні розвантажувального пояса підвищує продуктивність насоса без зміни активного ходу плунжера.

Таблиця 4.1

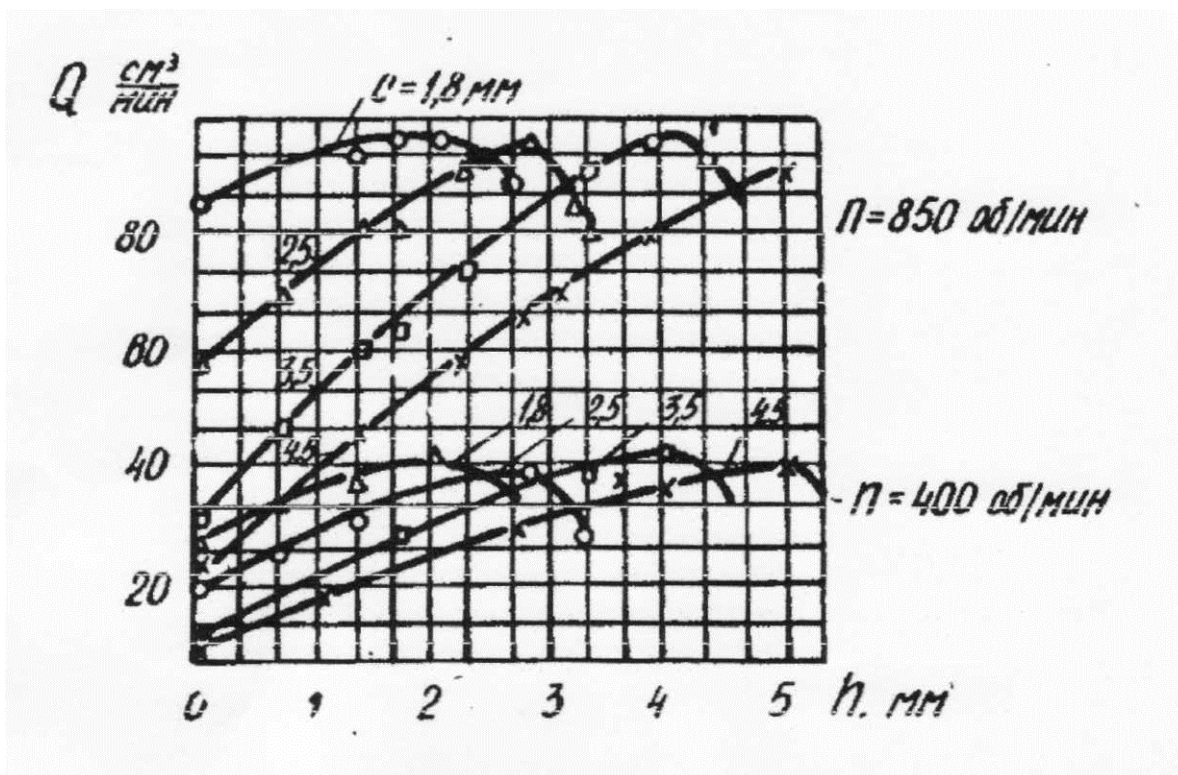
$d_0$ , мм	Для всіх клапанів 0.3 - 1.2						
3, мм	1.8	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
a, мм	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
h, мм	1.3	1.8	2.3	2.8	3.3	3.8	4.1

Приріст продуктивності залежить від кількості отворів і величини їхнього діаметра (рис. 4.3) [23]. Один отвір у сідлі клапана діаметром  $d_0 < 0.6$  мм, (незначно підвищує продуктивність секції (пунктирна крива). Продуктивність росте при наявності отворів зі збільшенням їхнього діаметра і досягає максимальної величини при діаметрі, рівному 0,8—1,0 мм, а при подальшому його збільшенні продуктивність знижується (суцільні криві).



**Рис. 4.3** Зміна циклової подачі палива від діаметра отворів в сідлі клапана і обертів вала паливного насоса типа УТН-5:  
**1-клапан з одним отвором, 2-клапан з двома отворами.**

Таке явище порозумівається тим, що зі зменшенням діаметра отворів у сідлі клапана росте гідравлічний опір, у результаті чого через них у штуцер надходить меншу кількість палива. Зі збільшенням діаметра отворів гідравлічний опір зменшується, а в штуцер надходить більша кількість палива, але в той же час збільшується і кількість палива, що перепускається, через ці ж отвори назад у порожнину усмоктування в момент відсічення. При збільшенні діаметра отворів понад 1 мм підвищується розвантаження трубопроводу високого тиску за рахунок більшої кількості палива, що перетікає з порожнини штуцера в порожнину усмоктування через ці отвори в момент відсічення, що веде до зменшення циклової подачі палива.



**Рис 4.4** Величина продуктивності насоса від положення отворів і розвантажувального пояса клапана по висоті.

Аналізуючи залежність продуктивності насоса в положення отворів у сідлі і розвантажувального пояска по висотіh (рис. 4.4), видно, що для кожного клапана максимальна продуктивність досягається при визначенні розташуванні отворів. Так для клапанів, висота розташування пасків, що розвантажують, яких дорівнює: 1.8; 2.5; 3.0, 3.5, 4,0; 4,5 мм, максимальна продуктивність досягається при розташуванні отворів на висоті відповідної: 2, 3.3; 3.8; 4.4; і 5.0 мм.

Збільшення висоти розташування отворів спосіб зменшенню продуктивності в порівнянні з максимальною. Таке явище порозумівається тим, що чим вище розташовано отвір щодо паска клапана, що розвантажуює, тобто чим менше величина  $p$ , тим пізніше воно відкривається, тим самим у меншій мірі буде впливати на підвищення тиску в порожнині штуцера.



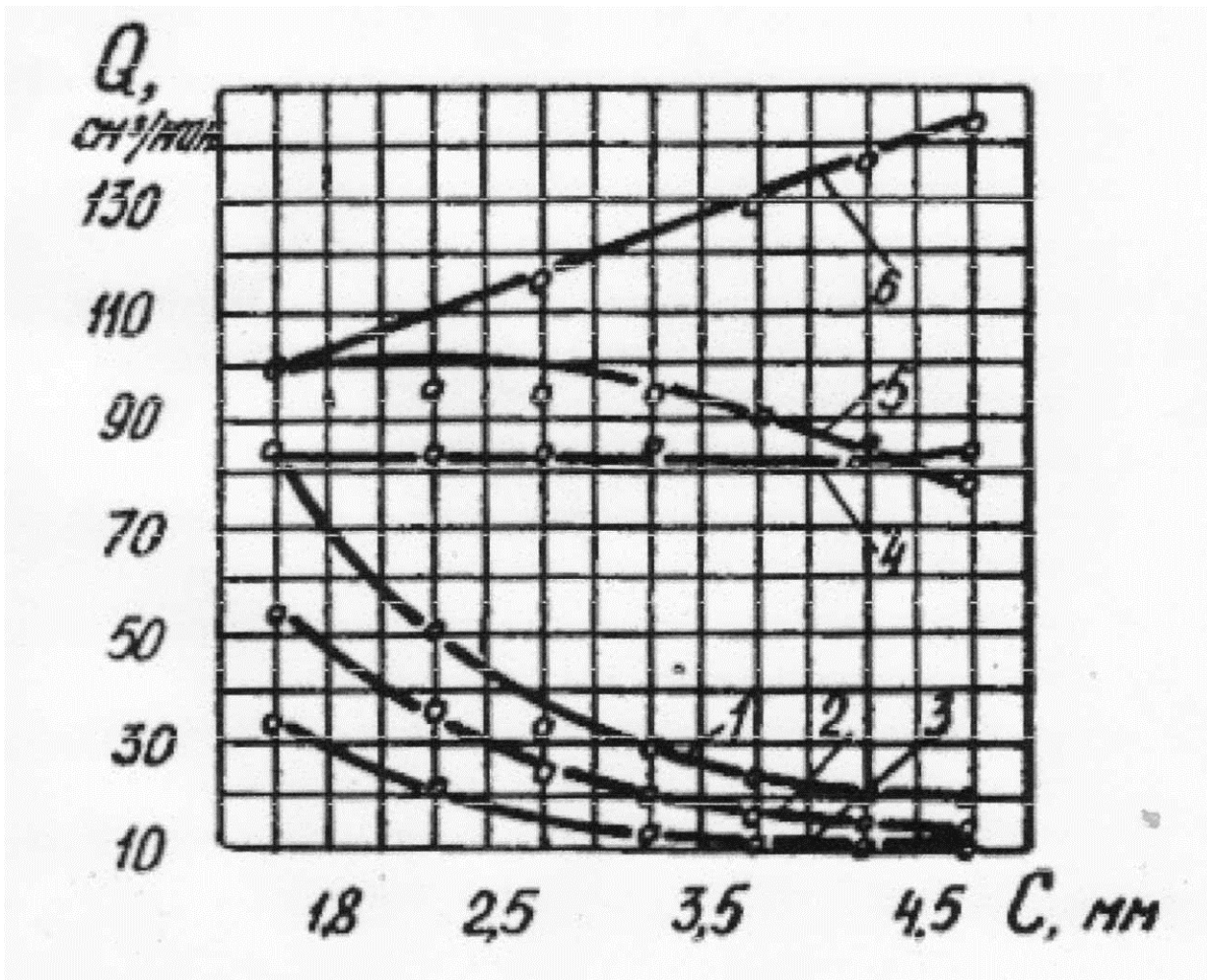


Рис 4.5. Зміна продуктивності насоса від ходу розгрузки "С": 1, 2 і 3-для клапана без отворів в сидлі відповідно при  $n=850, 600$  і  $450$  об/хв; 4-для клапанів без отворів і регулювання насоса на одну і ту саму продуктивність, рівну  $85\text{см}^3/\text{хв}$ ; 5 і 6-клапанів з отворами в сидлі.

В міру наближення отвору до розвантажувального паска, тобто при збільшенні  $p$ , воно починає відкриватися раніш і в більшій мері буде впливати на підвищення тиску в порожнині штуцера.

Максимальна продуктивність досягається розташуванням отвору на рівні розвантажувального пояска у цьому випадку отвору відкриваються на початку руху клапана. Якщо отвори розташовані нижче розвантажувального паска, то порожнини штуцера і плунжера будуть увесь час повідомлятися між собою, тиск упорскування при цьому знижується, знижується і продуктивність насоса. Величина максимальної продуктивності всіх

клапанів приблизно однакова. Так, наприклад, при числі оборотів вала 850 у хвилину продуктивність дорівнює 96 см /хв, а при числі оборотів 400 ухвилину - 40 см /хв (пунктирна лінія).

Розташування розвантажувального пояска по висоті визначає хід розвантаження нагнітального клапана. Як видно з рис 4.5 (криві 1, 2, 3), зі збільшенням ходу розвантаження клапана продуктивність насоса на всіх режимах роботи зменшена, причому спостерігається різке падіння продуктивності зі зміною висоти розташування розвантажувального пояска від величини  $Z = 1.8$  до  $Z=3.5$  мм. Явище, що спостерігається, порозумівається в такий спосіб. Чим нижче розташований що

розвантажувальний пасок, тим вище піднімається нагнітальний клапан при роботі, а пружина деформується більше. Приріст підйому клапана зменшується зі збільшенням висоти розташування розвантажувального пояска тому що сильно стиснута пружина починає робити більшу протидію, у результаті чого сповільнюється зменшення продуктивності насоса. Якщо продуктивність насоса при серійному клапані прийняти за 100%, то при нагнітальних клапанах, розташування пасків, що розвантажують, яких відповідає  $Z = 2.5; 3.0; 3.5; 4.0; 4.5$  і  $5.0$  мм -продуктивність зменшується відповідно на 55.8, 65, 70, 73 і 74%. Нагнітальні клапани з висотою розташування розвантажувального пояска  $Z = 1.8; 2.5; 3.0; 3.5; 4.0; 5.0$  і з оптимальним розташуванням отворів у сідлі  $h = 2.0; 2.8; 3.3; 3.8; 4.4; 5.0$  збільшують продуктивність насоса відповідно на 15, 42, 62, 72, 74%.

Для підвищення продуктивності насоса необхідно розраховувати активний хід плунжера, що приводить до збільшення тривалості упорскування палива в циліндр двигуна. А тому що скорочення тривалості упорскування є важливим засобом підвищення економічності дизелів, то властивості нагнітальних клапанів з отворами в сідлі підвищувати продуктивність насоса без збільшення активного ходу плунжера варто вважати позитивним;

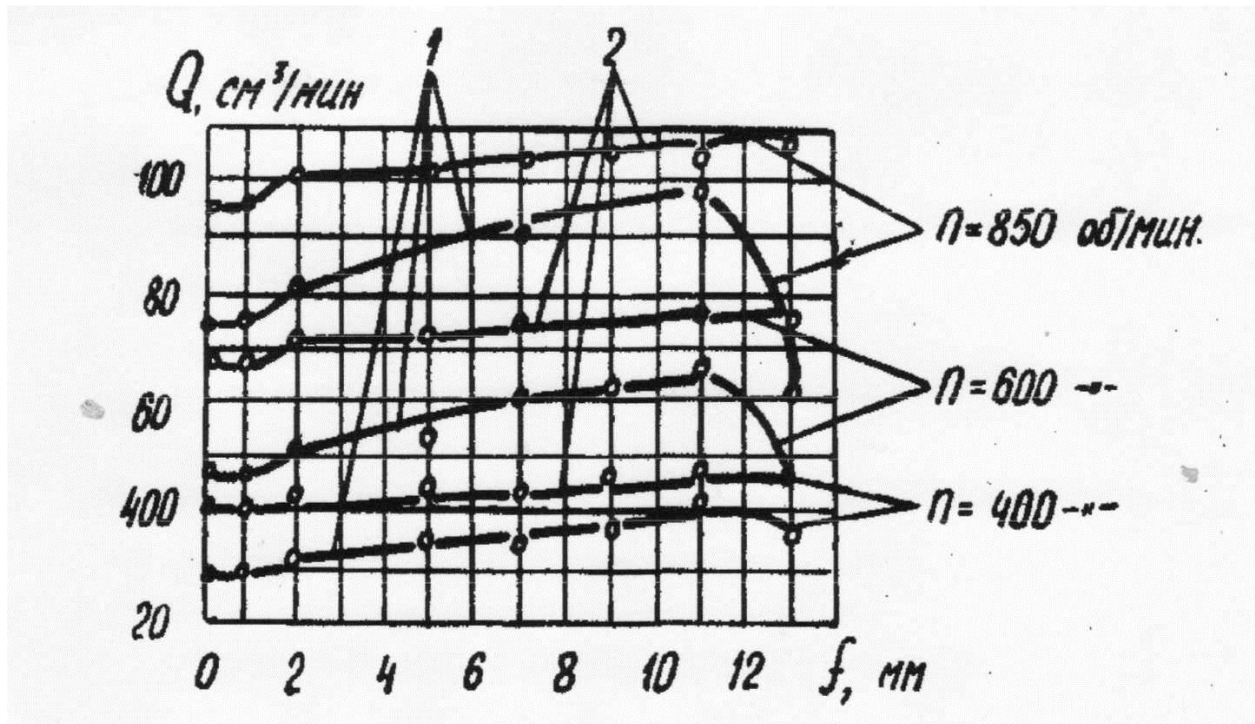
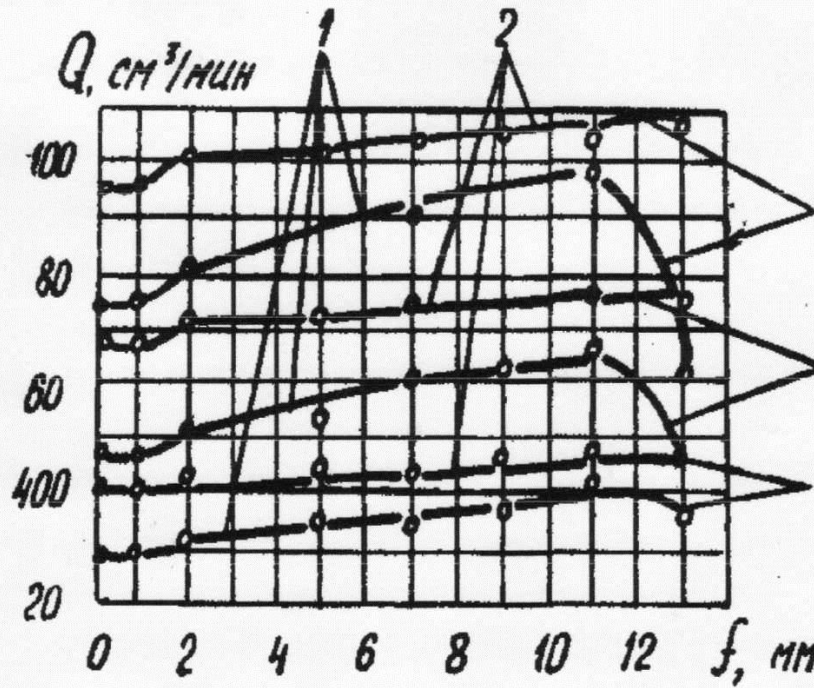
В міру збільшення затягування пружини нагнітального клапана його відкриття буде відсуватися на більш пізній кут. Чим більше попереднє затягування пружини, тим більше і сила пружини при однаковій величині її стиску. Тому зі збільшенням затягування пружини величина підйому нагнітального клапана зменшується, зменшується і розвантаження системи, що обумовлює підвищення залишкового тиску.

У результаті продуктивність системи при стиску пружини повинна збільшуватися.

Як видно з рис. 4.6 [25], що зі збільшенням затягування пружини клапана, продуктивність насоса підвищується. На ділянці, що відповідає стиску пружини від 0.1 до 0.8 мм, продуктивність залишається постійною. Очевидно, що при стиску пружини на величину, рівну 0.7 мм, збільшення сили дії пружини на клапан незначно, а висота підйому клапана практично не змінюється.

Тому що сила пружини збільшується пропорційно стиску, то при подальшому стиску пружина починає робити весь зростаючий вплив на підйом клапана, тому на ділянці, що відповідає деформації стиску пружини від 0.8 до 2.0 мм, продуктивність починає різко збільшуватися. При подальшому збільшенні її продуктивність підвищується з меншою швидкістю. Продуктивність секції із серійним клапаном росте з деформацією стиску

пружини до величини, рівної 11 мм, потім різко падає. Різке падіння продуктивності порозумівається рівної 11 мм і більш, вихід клапана плунжера в порожнина циліндра між клапаном і сідлом. Зменшення збільшення тривалості дроселю рис.4.6, спостерігається менш стиску пружини.



**Рис. 4.6** Зміна продуктивності насоса від величини зтяжки пружини клапана:  
 1- для серійного клапана: 2- для клапана з отвором в сідлі.

Нагнітальний клапан пропонованої конструкції відповідає підтримці постійного залишкового тиску трубопроводі при стиску пружини за рахунок перетікання палива з порожнини штуцера в порожнину плунжера через отвір у сідлі. Тому тут не спостерігається різкого падіння продуктивності, а у випадку невиходу нагнітального клапана із сідла, паливо дроселюється через отвори в сідлі, у результаті чого продуктивність залишається практично постійною.

Таким чином, застосовуючи нагнітальний клапан з отворами в сідлі і різному розташуванні розвантажувального пояса по висоті, можна збільшувати затягування пружини, тим самим додатково зменшувати тривалість подачі палива за рахунок більш чіткого закінчення упорскування.

Збільшення зазору між плунжером і гільзою сприяє зменшенню продуктивності насоса. Зі збільшенням зазору в плунжерній парі від 3 до 8 мкм на номінальних числах оборотів продуктивність насоса як для серійного так і для нагнітального клапана з отворами в сідлі зменшується

незначно (рис. 4.7). При подальшому збільшенні зазору спостерігається більш різке падіння продуктивності. На мінімальних оборотах насоса різке падіння продуктивності настає, раніш, у залежності від зносу тобто при зазорі рівному 6 мкм

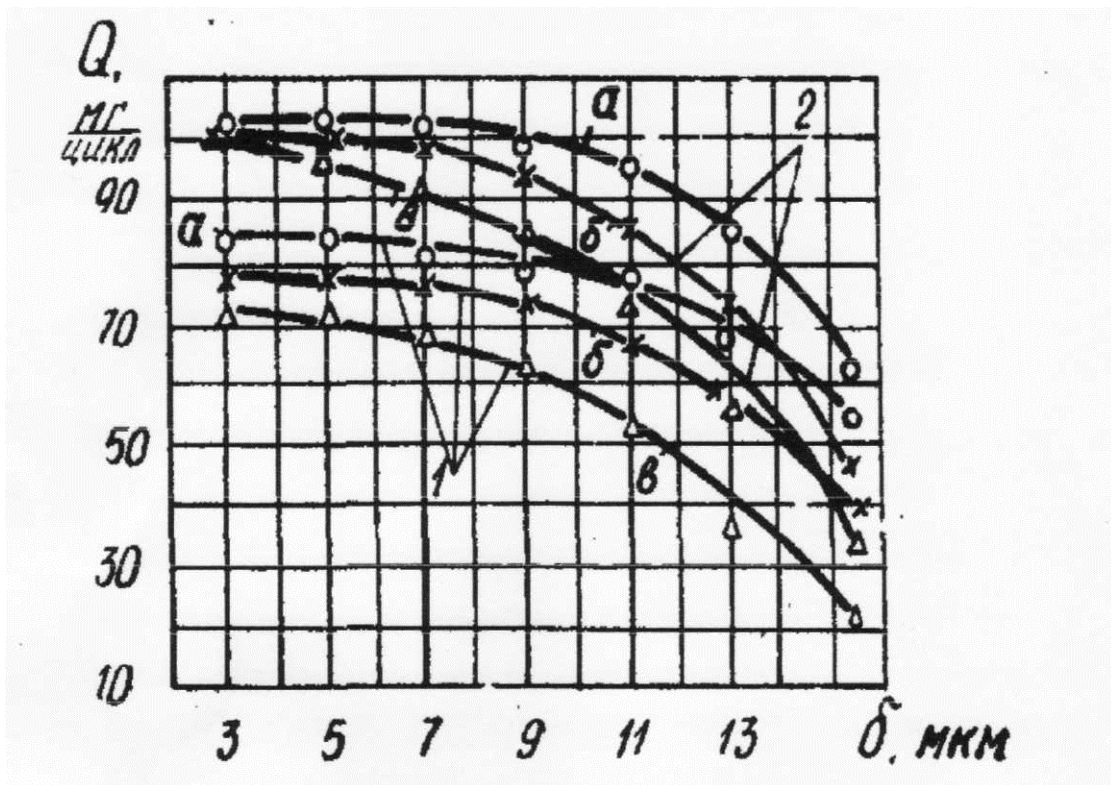


Рис. 4.7. Зміна продуктивності насоса від величини зазору в плунжерні парі: 1- клапан серійний, 2- клапан з отвором в сидлі; а)  $n=850$  об/хв, б)  $600$  об/хв, в)  $n=400$  об/хв. Продуктивність насоса з нагнітальними клапанами, що мають отвору в сидлі, підвищується на 15—20% (в інтервалі зазору 3 - 9 мкм) у порівнянні із серійними кланами. Потім, як видно з рис. 29, зі збільшенням зазору різниця між величинами продуктивності скорочується, особливо при зазорах у плунжерній парі від 12 мкм і вище. Таким чином, нагнітальний клапан з отворами в сидлі волає найбільший ефект при роботі зі зношеними плунжерними парами до величини зазору,

рівного 12 - 12.5 мкм. На рис. 4.8 показана залежність продуктивності насоса з нагнітальними клапанами, що мають отвору в сідлі, від величини початкової продуктивності із серійними клапанами. Установлено, що найбільше збільшення продуктивності спостерігається з нагнітальним клапаном, що має отвору в сідлі діаметром 0,9 мкм. Причому, чим вище початкова продуктивність насоса із серійним клапаном, тим на велику величину вона зростає при установці нагнітального клапана з отворами в сідлі. Наприклад, при початковій продуктивності, рівної ( $Q = 50 \text{ см}^3/\text{хв}$  із серійним клапаном, вона збільшується з пропонованим клапаном на 40%; а при  $Q = 110 \text{ см}^3/\text{хв}$  на 20%.

Аналізуючи швидкісні характеристики паливного насоса (рис. 4.9), видно, що клапани зі збільшеним ходом розвантаження й отворами в сідлі стабілізують подачу і поліпшують видаткову характеристику насоса. Нагнітальні клапани отворами в сідлі підвищують циклову подачу палива на малих оборотах, тому що при невиході клапана паливо надходить у штуцер через ці отвори.

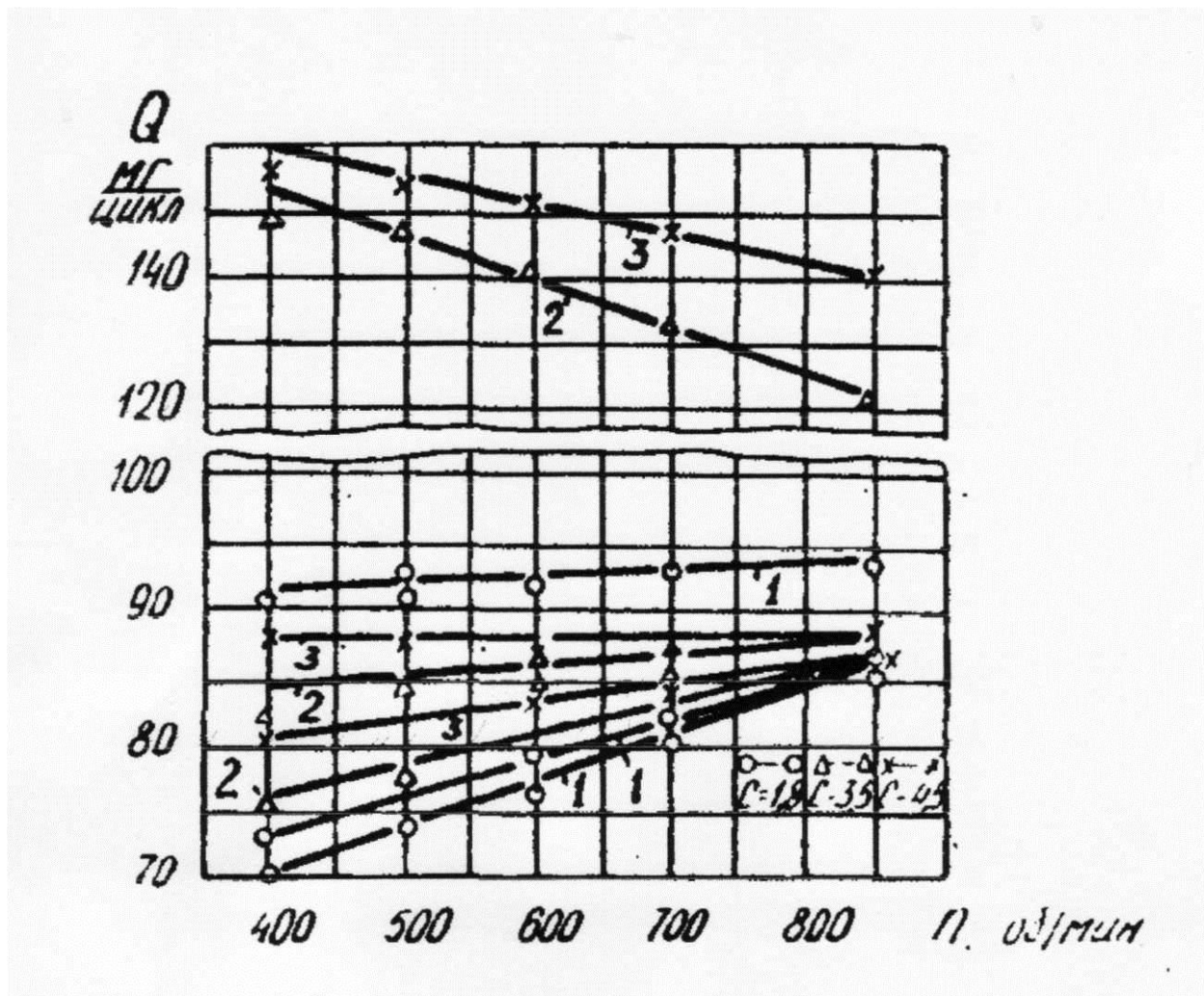


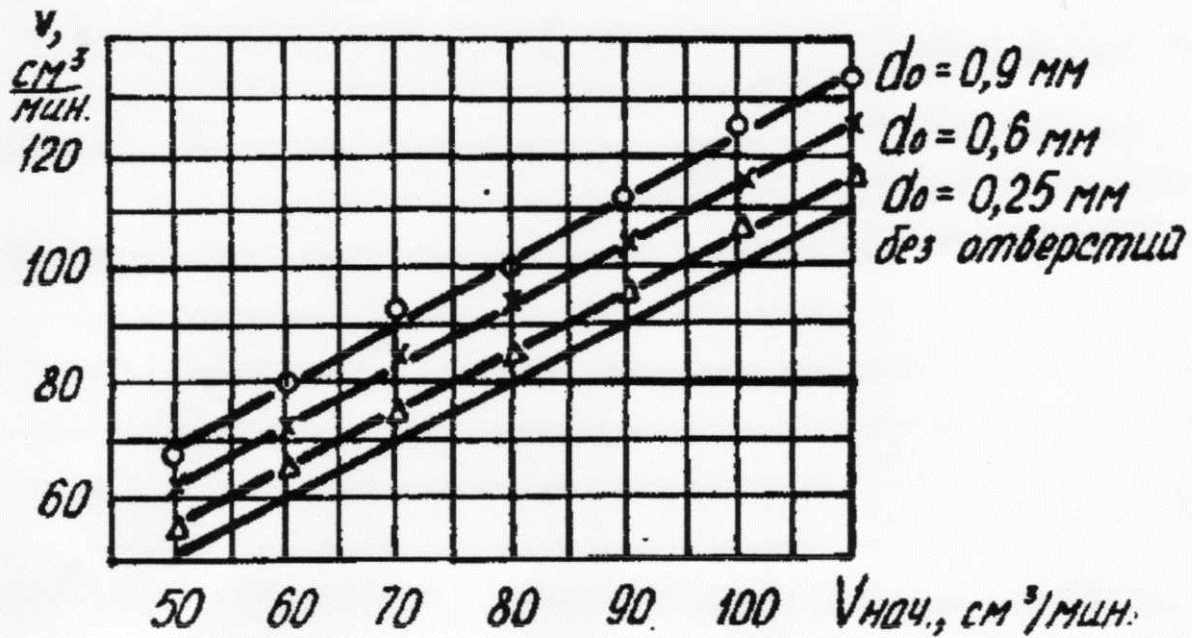
Рис. 4.9. Швидкісні характеристики паливного насоса тип УТН-5,

5x10:1, 2, 3 - відповідно для клапанів без отворів, з отворами і регулюванням, з отворами без регулювання на номінальну

продуктивність 1 - 3—1.8; 2 - 3 — 3.5; 3 - 3 = 4.5.

Нагнітальні клапани з отворами в сидлі практично відновлюють швидкісну характеристику насоса зі зношеними плунжерними парами (рис. 4.10, крива 6) і наближають її до характеристики насоса з новими плунжерними парами і серійними клапанами (рис. 4.10, крива 1).





*Рис. 4.8. Зміна продуктивності насоса з клапаном, що має отвір в сидлі, від величини початкової продуктивності з серійними клапанами.*

Швидкісна характеристика насоса для зношеної плунжерної пари і серійного нагнітального клапана з отворами (рис. 4.10, крива 4) [23] від характеристики для нової плунжерної пари і серійного клапана (рис. 4,10, крива 1). Зміна характеристики насоса плунжерними парами викликано збільшенням зазору між плунжером і гільзою, у зв'язку з чим при малих числах оборотів кулачкового вала насоса підвищуються витоки палива через зазори.

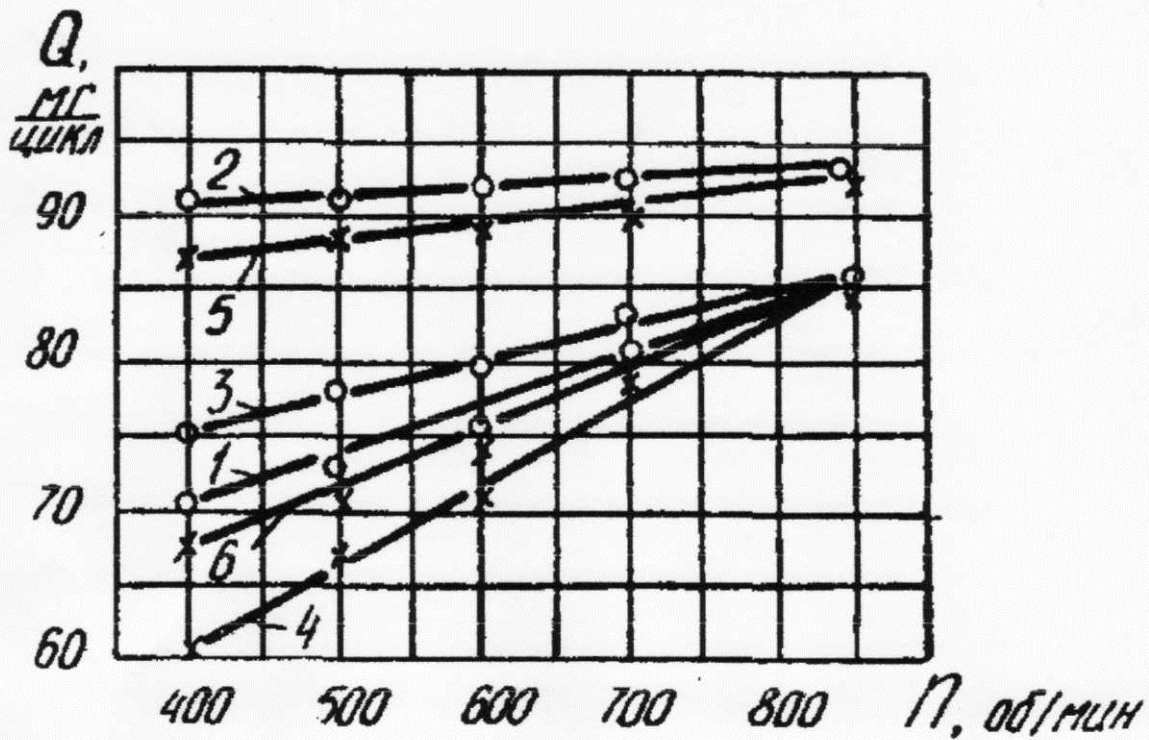
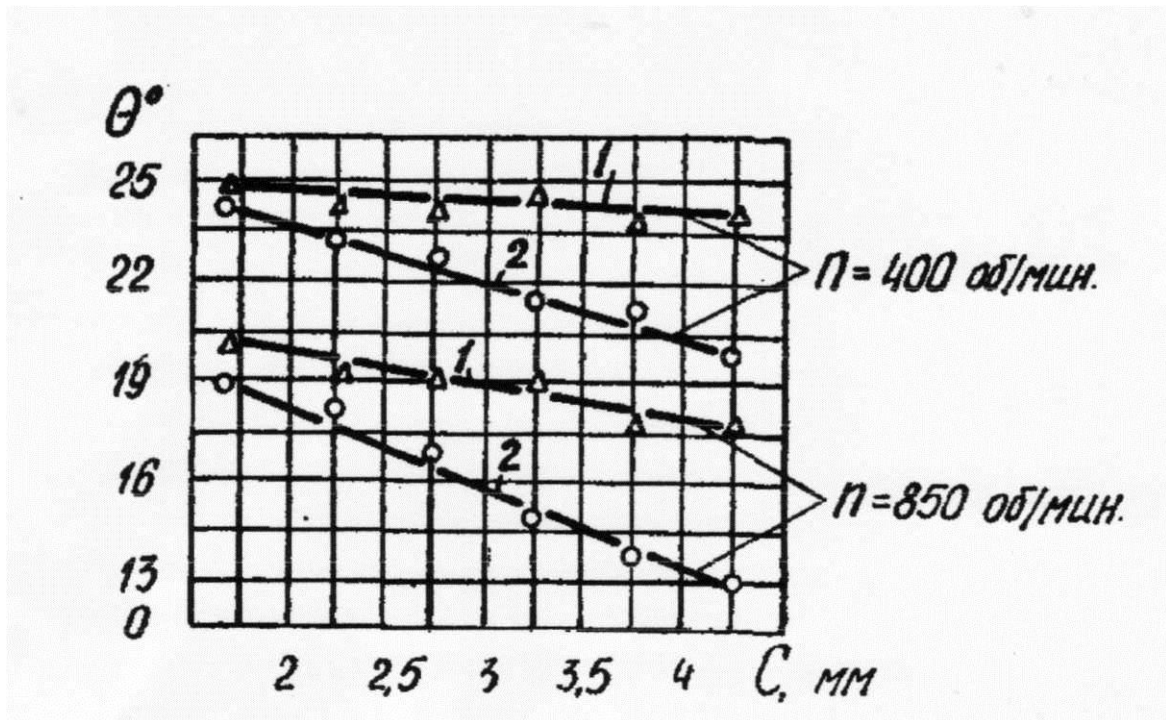


Рис. 17. Швидкісні характеристики насоса типу УТН-5; 1 і 4- для клапана без отворів в сидлі відповідно з основними й спрацьованими плунжерними парами  $\delta = 8,5$  мкм; 2 і 5- для клапана з отворами без регулювання; 3 і 6- для клапанів з отворами і регулюваннями на нормальну продуктивність, б) Зміна кута випередження упорскування.

Нагнітальні клапани зі збільшеним ходом розвантаження (тобто з більшою висотою розташування розвантажувального пояса «З») приводять до зменшення залишкового тиску в нагнітальному трубопроводі й продуктивності насоса, при цьому змінюється в меншу сторону швидкість поширення хвиль тиску.



**Рис. 4.10. Графік залежності кута випередження в порску від положення розвантажувального клапана по висоті: 1- клапан з отворами; 2- клапан без отворів.**

У наслідок чого, як видно з малюнка 33, кут випередження упорскування в міру збільшення обсягу розвантаження зменшується на усіх швидкісних режимах. Зі зменшенням числа оборотів вала насоса збільшується залишковий тиск, а тиск початку підйому голки форсунки зменшується, при цьому вплив стискальності палива на процес упорскування трохи слабшає, а кут випередження упорскування при цьому зростає. Нагнітальний клапан з отворами в сидлі збільшує кут випередження упорскування в порівнянні із серійним клапаном. Так, наприклад, при нагнітальних клапанах без отворів у сидлі, висота розташування

розвантажувального пояса з дорівнює - 1.8; 2.5; 3.5; 4.5 мм, кути випередження упорскування відповідно рівні 23.8; 23.2; 21.5 і 20 градусів ПВН, а при нагнітальних клапанах із зазначеними отворами в сідлі - 24.6; 24; 24.5; 24 градусів ПВН.

Таким чином, нагнітальні клапани з отворами в сідлі зменшують вплив ступеня розвантаження трубопроводу на кут випередження упорскування, а при мінімальних обертах цілком ліквідують цей вплив.

З ростом діаметра отворів у сідлі нагнітального клапана (рис. 4.12) кут випередження упорскування збільшується. Номінальна величина, що відповідає куту випередження упорскування із серійним клапаном, досягається при діаметрі отворів, рівному 0.9 мм. Таким чином, отвору в сідлі нагнітального, клапана дозволяють використовувати клапани зі збільшеними обсягу розвантаження, при цьому продуктивність і кут випередження упорскування залишаються номінальними

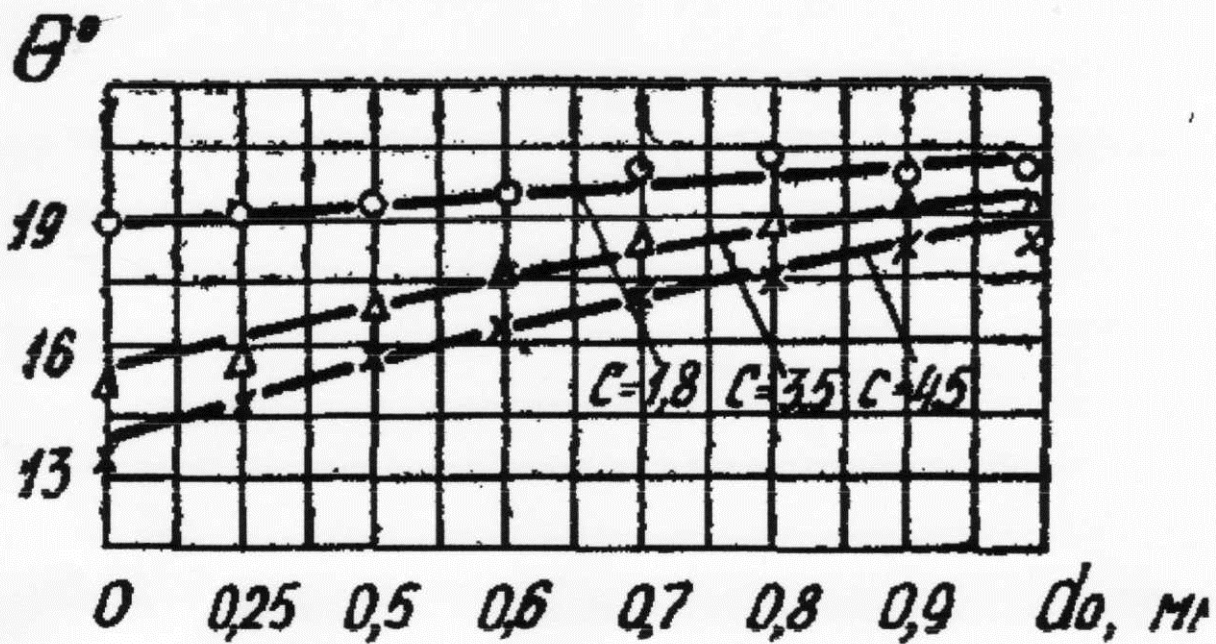


рис. 19. 1 рафік залежності кута випередження упорскування від

*Рис. 4.12. Графік залежності кута випередження упорскування від діаметра отворів у сідлі нагнітального клапана*

На рис. 4.13 показана залежність кута випередження упорскування від величини затягування пружини клапана, із якого видно, що при збільшенні початкового затягування пружини, упорскування палива здійснюється раніш. Але зі збільшенням затягування пружини (навіть до 14 мм) кут випередження упорскування збільшується незначно - як із клапанами без отворів так і з клапанами з отворами в сідлі. Таким чином, навіть значна зміна попереднього затягування пружини клапана не викликає істотних змін величини випередження упорскування.

У зношених плунжерних парах у процесі експлуатації збільшуються витіки палива, знижується продуктивність і тиск у штуцері, кут випередження упорскування, зменшується. Регулюванням насоса підвищують продуктивність зарахунок збільшення активний хід плунжера. Але, незважаючи на збільшену продуктивність, спостерігається зниження потужності дизеля через

невідповідність кута випередження упорскування, змінений характеристиці подачі при зношених плунжерних парах.

Збільшенням кута випередження упорскування палива можна знизити вплив зносу плунжерної пари на потужність і економічність дизеля. Підвищення економічності, при збільшеному куті випередження упорскування походить від зниження догорання палива в процесі розширення газів. Нагнітальні клапани з отворами в сідлі підвищують продуктивність насоса без зміни активного ходу плунжера, одночасно збільшують кут випередження: упорскування.

Таким чином, створюється можливість відновлення первісних параметрів паливної апаратури зі зношеними плунжерними парами:

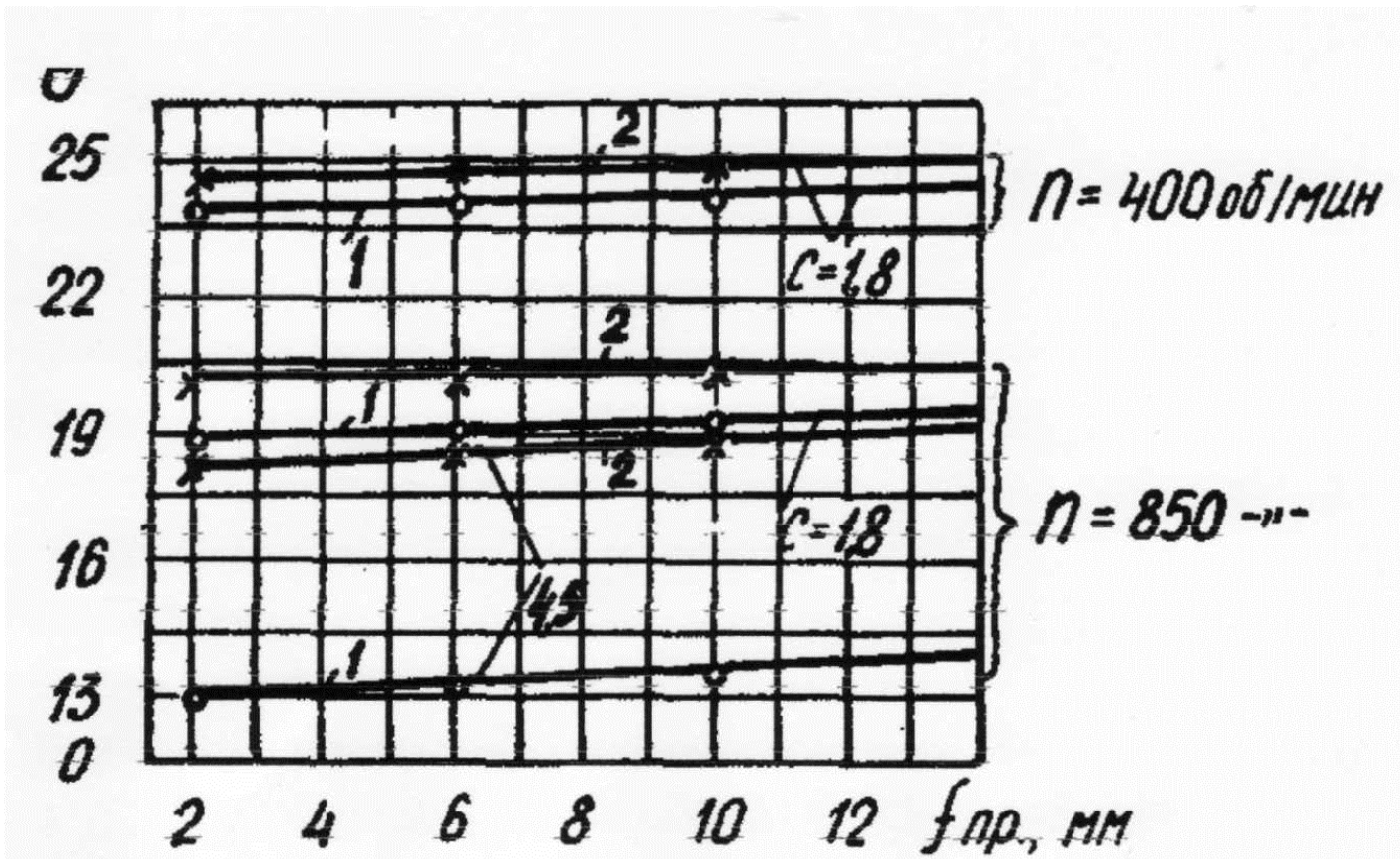


Рис. 4.13. Графік залежності кута упорскування від величини зтягування пружини нагнітального клапана:  
1 - клапан без отворів, 2 - клапан з отворами.

в) Закон паливоподачі.

Розташування розвантажувального пояска на нагнітальному клапані впливає на динаміку процесу упорскування. Зміною розташування навантажувального пояска по висоті можна впливати на величину підйому нагнітального клапана. У випадку збільшення підйому клапана, що має місце при збільшенні висоти розташування розвантажувального пояска (рис. 4.14, суцільні криві), кількість палива, що перетікає з трубопроводу порожнина плунжера після відкриття відсічних вікон, збільшується, тобто клапан через більший підйом пізніше сідає у вихідне положення. При тому самому кількості палива, що дається

плунжером, збільшення зворотного палива приводить до зменшення продуктивності насоса.

У зв'язку з тим, що отвору в сідлі нагнітального клапана вносять також зміни в динаміку клапана. Як видно з результатів досвідів, приведених на рис. 4.14 (штрихові криві), [25] висота підйому клапана, що має отвору в сідлі, зменшується. Причиною зменшення висоти підйому нагнітальною клапана є підживлення паливом порожнини штуцера отвору в сідлі. У результаті чого тиску в порожнині над клапаном і під ним вирівнюються раніш, ніж клапан досягне максимальної висоти, що й обумовлює зменшення підйому клапана.

Характер зміни висоти підйому нагнітального клапана з отворами в сідлі відрізняється від характеру підйому серійного клапана. Так, наприклад, інтервал зміни величини підйому клапанів без отворів у сідлі при положенні розвантажувального пояска на висоті, рівної 1.8 — 4.5 мм відповідає 2.8 - 5.0 мм. У той же час для тих же клапанів, але з отворами в сідлі - 2.4 - 3.4 мм (рис. 4.14) висота підйому нагнітального клапана з отворами в сідлі зменшується, а паливо з порожнини плунжера може надходити через отвори, то для прискорення посадки клапана на сідлі в даному випадку можна збільшувати попереднє зтягування пружини клапана. Результати експериментального дослідження показали, що при нагнітальному клапані з отворами в сідлі попереднє зтягування пружини можна збільшити до 15 кг/см, замість 6 кг/см", що не робить істотного впливу на висоту підйому клапана і продуктивність насоса, але й у той же час тривалість упорскування скорочується.





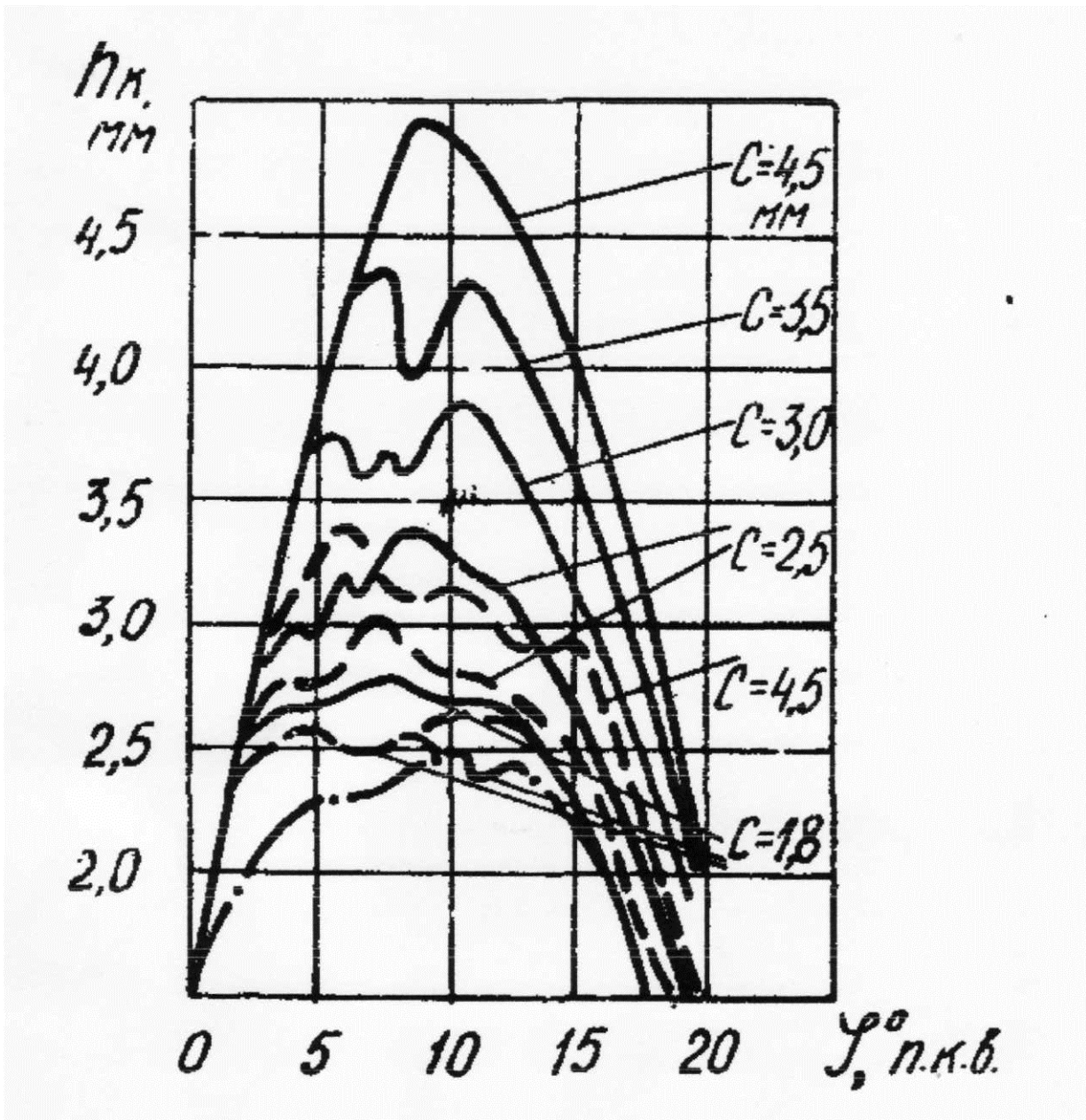


Рис. 4.14. Осциллограмма зміни висоти підйому нагнітального клапана від величини ходу розвантаження за кутом повороту вала насоса

Збільшення затягування пружини серійного клапана приводить до зменшення його підняття і біль різкої посадки в сідлі. Внаслідок цього зменшується розвантаження системи, що обумовлює підвищення залишкового тиску. В результаті зменшуються витрати чергового нагнітального плунжера на стиск палива до тиску відкриття голки форсунки і продуктивність системи збільшується.

Зміна величини зазору між розвантажувальним паском і корпусом сідла істотно змінює характер руху серійного нагнітального клапана (рис.4.14, штрих - пунктирна крива). Як видно з малюнка, тривалість руху клапана зі збільшенням зазору змінюється незначно, але змінюється сам характер його руху. Висота і швидкість підйому клапана зі збільшенням зазору по паску, що розвантажує, помітно зменшується, зменшується також і швидкість закінчення упорскування з одночасним збільшенням тривалості. Ця обставина може з'явитися причиною деякою зростання питомої витрати палива дизелем. Збільшення зазору по паску, що розвантажує, не буває істотного впливу на характер руху нагнітального клапана з отворами в сідлі і на продуктивність насоса.

Підживлення наливом порожнини штуцера через отвори в сідлі клапана дозволяють збільшувати тиск у порожнині штуцера, а перепуск частини палива через ці отвори в момент відсічення в порожнину усмоктування - зменшувати залишковий тиск у трубопроводі. У результаті чого продуктивність і кут випередження упорскування збільшуються. У залежності від величини ходу розвантаження «З» змінюється і величина залишкового тиску. Чим більше хід, тим менше залишковий тиск.

Максимальний тиск палива в штуцері насоса, а отже, і тиск упорскування, при цьому помітно зменшуються (рис. 4.15, суцільні криві).

Нагнітальні клапани з отворами в сідлі мають меншу висоту підйому, а передній фронт хвилі тиску палива стає більш крутим (рис. 4.14, штрихові криві). Максимальний тиск палива в штуцерах насоса і форсунки підвищується і досягає найбільшої величини з клапаном, отвору в який розташовані на висоті рівної 3.8 мм, а розвантажувальним поясок опущений на величину, рівну 3,5 мм.

На рис. 4.16 показані залежності тиску палива в штуцері насоса і підйому нагнітального клапана від висоти положення отворів у сідлі, величина ходу розвантаження дорівнює  $z = 4.5$  мм. З даних видно, що отвору в сідлі сприяють збільшенню тиску в штуцері насоса і зменшенню підйому нагнітального клапана. Зі збільшенням висоти розташування отворів на сідлі до величини, рівної 3.8 мм, тиск у штуцері підвищується, потім різко падає. Таке явище порозумівається тим, що зі збільшенням висоти положення отворів останні відкриваються паском, що розвантажує, раніш і паливо, надходячи з над плунжерного простору в штуцер через ці отвори, сприяє підвищенню тиску в трубопроводі. При подальшому збільшенні висоти розташування отворів останні розташовуються нижче розвантажує паска, у результаті чого над плунжерна порожнина постійно повідомляється з порожниною штуцера - у трубопроводі і продуктивність насоса падає.

Характеристики упорскування від швидкісною режиму роботи дизеля і від зносу плунжерних пар при роботі із серійними клапанами, що мають отвору в сідлі, показана на рис. 4.17

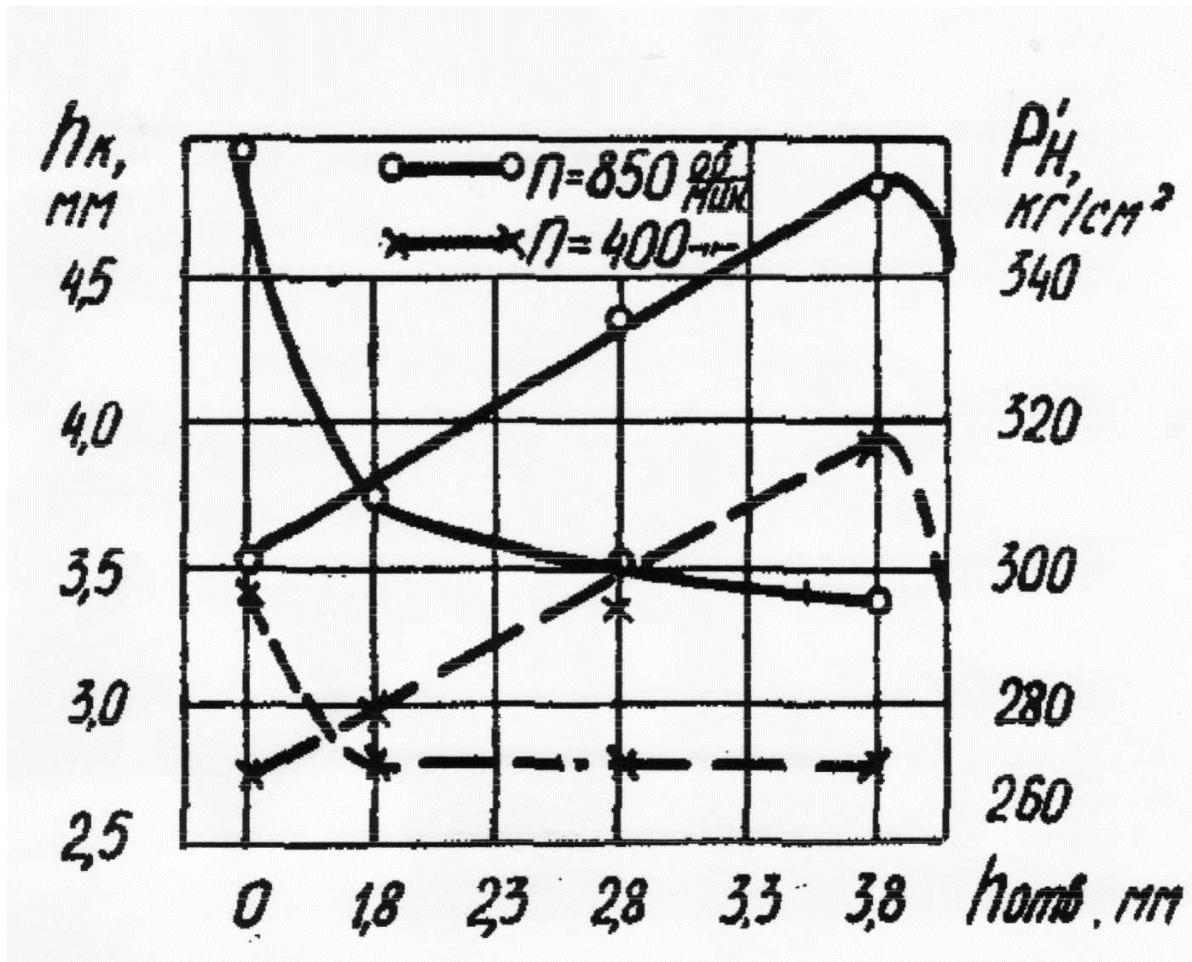


Рис. 4.16. Зміна тиску в штуцері насоса і підйому нагнітального клапана від висоти розташування отворів в сідлі для ходу розвантаження

$$z = 4,5 \text{ мм}$$

Залежність характеристики впорскування від швидкісного режиму роботи дизеля і від зносу плунжерних пар при роботі із серійними клапанами, що мають отвору в сідлі, показана на рис. 4.17

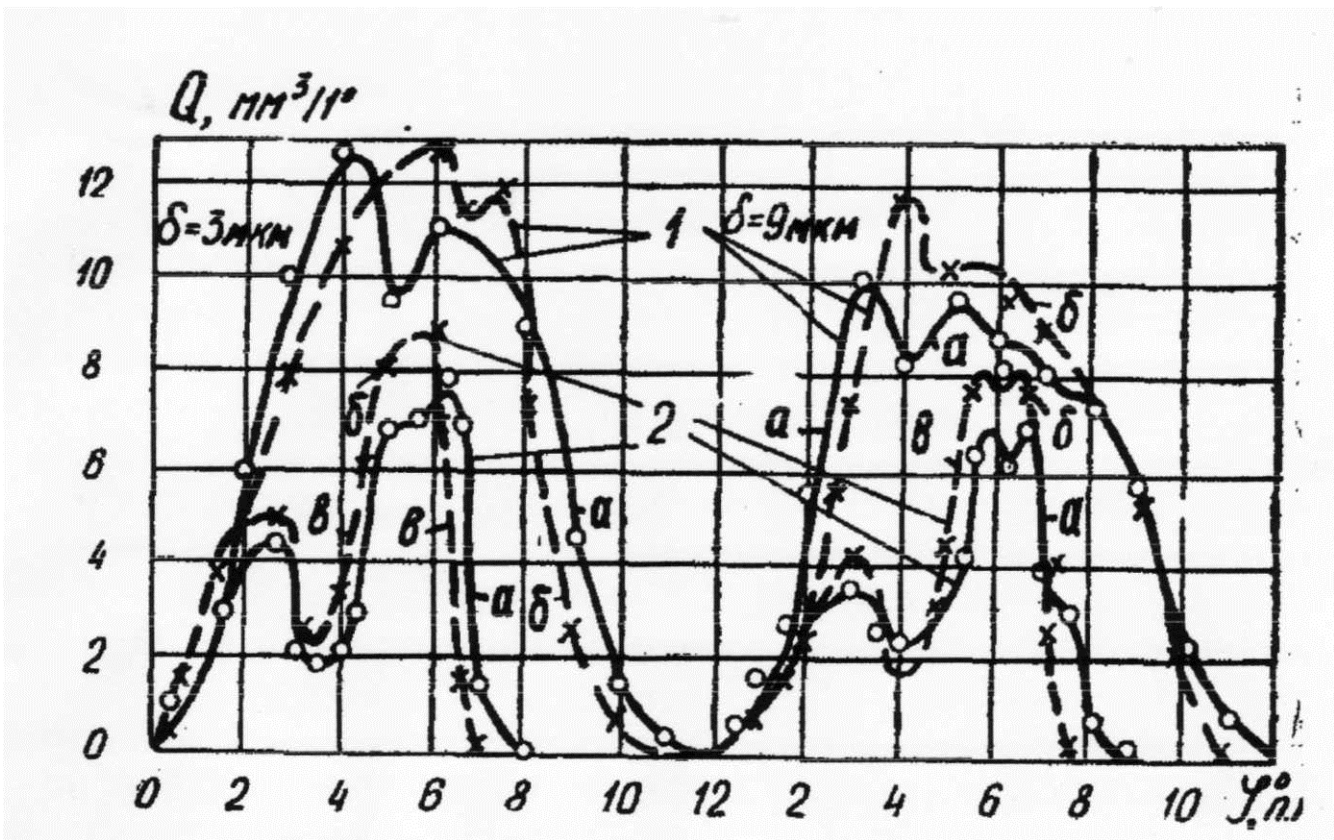


Рис. 4.17. Закон подачі палива (1 —  $n = 850$  об/хв., 2 -  $n = 400$  об/хв.):

а -серійний клапан, б - клапан з отворами в сидлі, в -розрахункова.

Передній фронт характеристики подачі при нагнітальному клапані, що має отвору в сідлі проходить більш порожнього, чим із серійним клапаном і спостерігається більш рівномірна подача на градус повороту вала насоса (без великих «провалів»). Процес подачі палива закінчується раніш. У результаті цього за період індукції в камеру згоряння надходить палива менше, що сприяє поліпшенню процесу підготовки згоряння палива і підвищенню економічних і потужносних показників дизеля, як на фінальних, так і часткових (близьких до номінального) режимах.

### **4.3. Витоки палива**

Зменшення активного ходу плунжера скорочує тривалість дії максимального тиску палива в штуцері, під дією якого відбуваються витоки його в картер насоса. З цієї ж причини, як видно на рис. 4.18 зі зменшенням активного ходу зменшується і виток палива через зазор у поршневій частині плунжера.



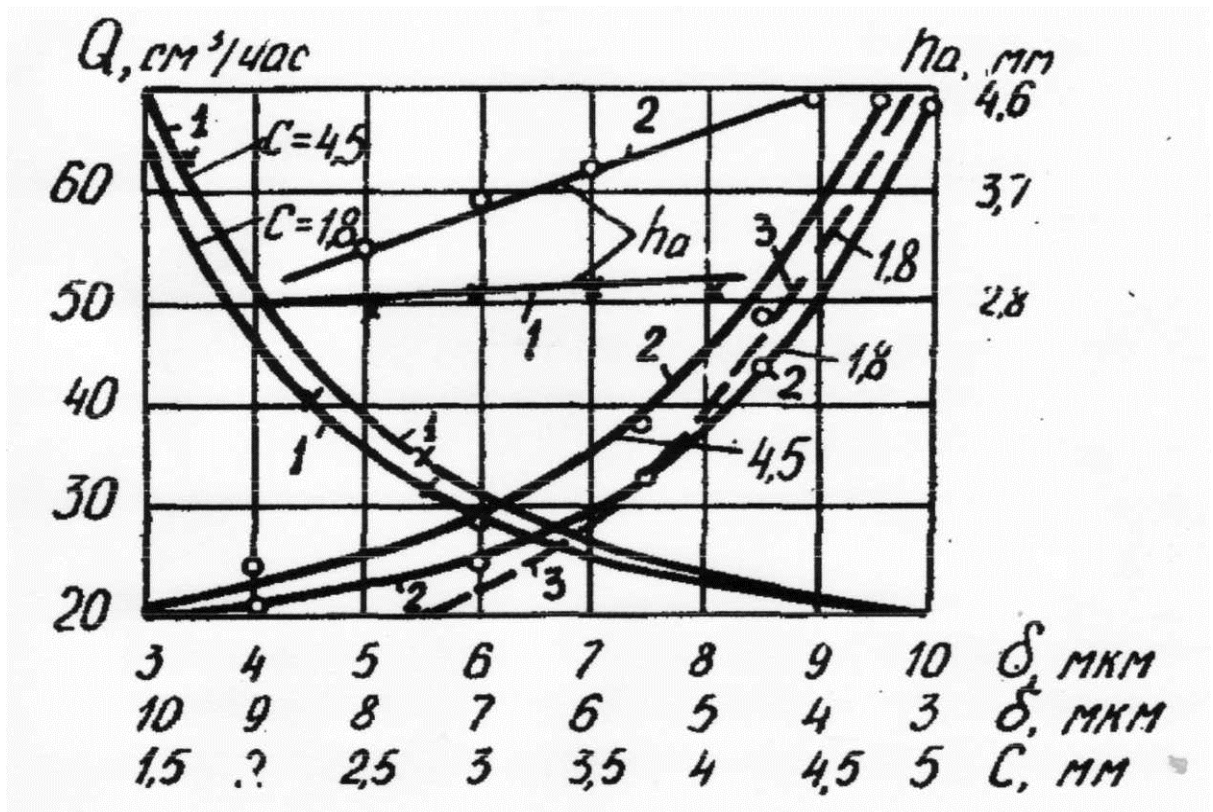


Рис. 4.18. Залежність витоків палива й активного ходу плунжера від величини зазору  $a$  і висоти розташування розвантажувального пояса  $C$   $n = 850$  об/хв.,  $d = 9$  мм: 1 - клапан без отворів у сідлі; 2 - клапан з отворами в сідлі; 3 - теоретична.

Нагнітальні клапани зі збільшеним ходом розвантаження зменшують продуктивність насоса, причому, чим нижче опущений пасок, тим менше продуктивність. Для підвищення продуктивності активний хід плунжера для клапана з меншим ходом розвантаження встановлюється на велику величину (рис.4.18). Збільшення активного ходу плунжера сприяє підвищенню витоків палива і тривалості його упорскування в циліндр двигуна.

Постановка тих же нагнітальних клапанів, але з отворами в сідлі, дозволяє підвищувати продуктивність на стільки, що відпадає потреба в

збільшенні активного ходу плунжера (рис. 4.18). Дана властивість нагнітального клапана з отворами в сидлі варто вважати позитивним. Величина чина витоків палива через поршневу частину плунжера, як видно з рис. 4,18, змінюється незначно до зазору 8 мкм, потім різко підвищується. Велика величина витоків (при тому самому зазорі) спостерігається з клапанами, у яких опущений пасок, що розвантажує.

З підвищенням числа оборотів кулачкового вала кількість ходів плунжера в хвилину збільшується, а значить і збільшуються і витоків палива в хвилину. У той же самий час тривалість одного ходу плунжера зменшується в результаті чого зменшуються і витоків палива за один цикл.

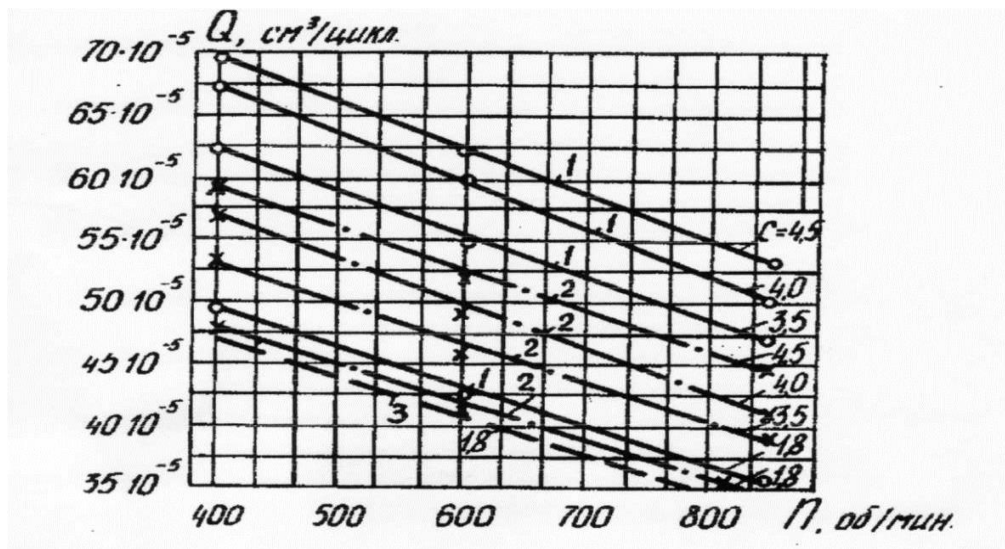


Рис. 4.18. Зміна витікання палива за один цикл від числа обертів вала насоса і ходу розвантажування  $\delta = 10 \text{ мкм}$   $d = 9 \text{ мм}$ : 1- клапан серійний, 2- клапан зотвором в сідлі, 3- розрахункова.

З рис. 4.18 видно, що з підвищенням числа оборотів вала насоса витіку палива за один цикл зменшуються, причому, чим нижче розташований розвантажувальний поясок на клапані, тим більше витіку. Нагнітальні клапани з отворами зменшують витіку палива через зазор у поршневій частині плунжерної пари.

## **5 ПРО РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІДНОВЛЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВПОРСКУВАННЯ**

Наші дослідження зводилися до того, щоб надати відповідну допомогу ремонтним службам по відновленню прецизійних пар паливної апаратури, що відпрацювала свій ресурс. Дані дослідження, як було зазначено, охоплюють дуже широке коло вітчизняної паливної апаратури, що знаходиться в експлуатації. Природно, відновлення характеристик впорскування навіть невеликого числа бракованих прецизійних плунжерних пар і нагнітальних клапанів збільшує моторесурс дизелів, що простоюють через відсутність запасних частин. Тим більше, що ремонтний парк паливної апаратури в даний час здатний робити більш складні роботи чим ті, що рекомендуються виконувати на підставі даних досліджень.

### **5.1. Показники роботи паливної апаратури і дизеля нагнітальними клапанами, що мають отвір в сідлі**

Для визначення оптимальних регулювань була знята характеристика дизеля за кутом випередження впорскування палива серійними прецизійними парами (рис 5.1).

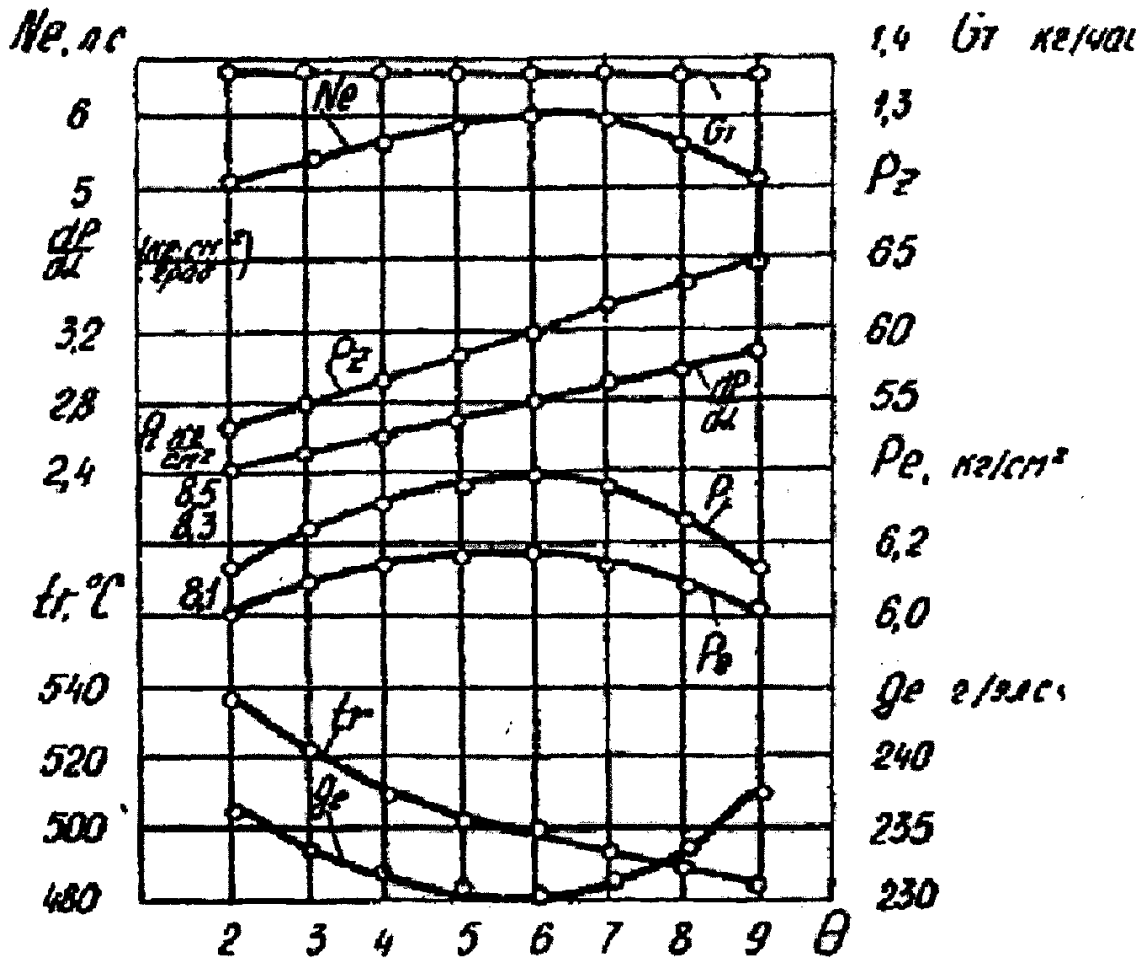


Рис. 5.1. Регулювальна характеристика дизеля Д-240 за кутом випередження впорскування палива.

Регулювальна характеристика знімалася при постійній витраті палива  $G = 1,38$  кг/год і при незмінній частоті обертання колінчастого вала  $n = 1500$  об/хв. Аналізуючи регулювальну характеристику (рис. 5.1) видно, що найвигідніша економічність і ефективність дизеля досягаються в інтервалі  $\Theta = 5\text{—}7^\circ$  до ВМТ. При цьому середній ефективний тиск  $p_e = 6,2$  кгс/см<sup>2</sup>; питома ефективна витрата палива  $g_e = 230$  г/. к. с. год.,  $N_e = 6$  к. с.

Для з'ясування впливу величини зносу прецизійних пар на показники

роботи дизелі проведені порівняльні іспити. Були підібрані плунжерні пари різної зношеності. Ступінь зносу визначався за величиною зазору між плунжером і втулкою (табл. 5.1).

Таблиця 5.1.- Технічний стан прецизійних пар

№ плунжерної пари	Величина зазору, мкм	Технічний стан		
		плунжерної пари	нагнітального клапана	розпилювача
1	3	нова	новий	новий
2	6	зношена	новий	новий
3	10	зношена	новий	новий
4	15	зношена	новий	новий

Регульовальні характеристики, зняті послідовно при роботі паливного насоса з зазначеними в таблиці прецизійними парами, приведені на рис. 5.2, з якого видно, що зношені плунжерні пари впливають на робочий процес двигуна. Плунжерні пари з величиною зазору, рівної 6 - 7 мкм, незначно впливають на параметри робочого процесу дизеля (крива 2). При збільшенні зазору в плунжерній парі понад 8 мкм порушується стабільність і характеристики подачі палива, збільшуються витoki палива в картер насоса, що і є причиною погіршення економічних і потужносних показників дизеля.

Циклова подача палива при зношених плунжерних парах зменшується, унаслідок чого знижується потужність, максимальний тиск згоряння  $p_2$  і температура випускних газів  $i_p$  (рис. 5.2 а, м, д - крива 2, 3, 4). Питома витрат палива збільшується (рис. 5.2 б, у - криві 2, 3, 4). Підвищується також і швидкість збільшення тиску в циліндрі двигуна (рис. 5.2 е - криві 2, 3, 4). Чим більше зношена плунжерна пара, тим пізніше буде відбуватись впорскування

палива в циліндр двигуна, тобто зі збільшенням зносу зменшується кут випередження упорскування  $\Theta$ , температура випускних газів  $T$  різко підвищується, у зв'язку з чим виникає температурна напруженість деталей дизеля. Як видно з рис. 5.2 а, б (крива 4), максимальна потужність і мінімальна питома витрата палива відповідають збільшеному куту випередження упорскування  $\Theta = 7^\circ$ , це на  $0,6^\circ$  більше при новій плунжерній парі.

Подачу палива насоса зі зношеними плунжерними парами можна збільшити шляхом регулювання їх продуктивності. Зниження потужності і погіршення економічності (рис. 5.2 а, б), що спостерігається при цьому, відбувається невідповідності куга випередження початку подачі зміненому закону упорскування, підвищенню втрат палива через зазор у плунжерній парі і збільшення активної о ходу плунжера. Зазначені недоліки роботи паливної апаратури зі зношеними плунжерними парами можна усунути шляхом установки нагнітальної о клапана з отворами в сідлі (рис. ).

Аналіз результатів експериментальних досліджень показує, що нагнітальний клапан з отворами в сідлі, розташованими на рівні розвантажувальної паска дозволяє збільшувати продуктивність насоса без зміни активного ходу плунжера на - 20% [23], скорочувати тривалість впорскування [25], збільшувати кут випередження впорскування, зменшувати витоки палива через зазор у плунжерній парі.

Усе це позитивно впливає на потужносні й економічні показники робочого процесу дизеля.

На рис. 5.2 приведені порівняльні регульовальні характеристики дизеля при роботі зі зношеною плунжерною парою ( $\delta = 10$  мкм), спочатку із серійними нагнітальними клапанами (криві - 1), а потім із клапанами, що мають отвір в сідлі (криві - 2).

Аналіз приведених характеристик показує, що потужносні й економічні показники дизеля поліпшуються при роботі з нагнітальними клапанами, що мають отвір в сідлі. Збільшення потужності і зменшення питомої витрати

палива дизеля при роботі з нагнітальними клапанами, що мають отвір в сідлі, можна пояснити в такий спосіб.

Продуктивність паливної апаратури при роботі зі зношеними плунжерними парами і серійними нагнітальними клапанами зменшується, зменшується і кут випередження упорскування палива.

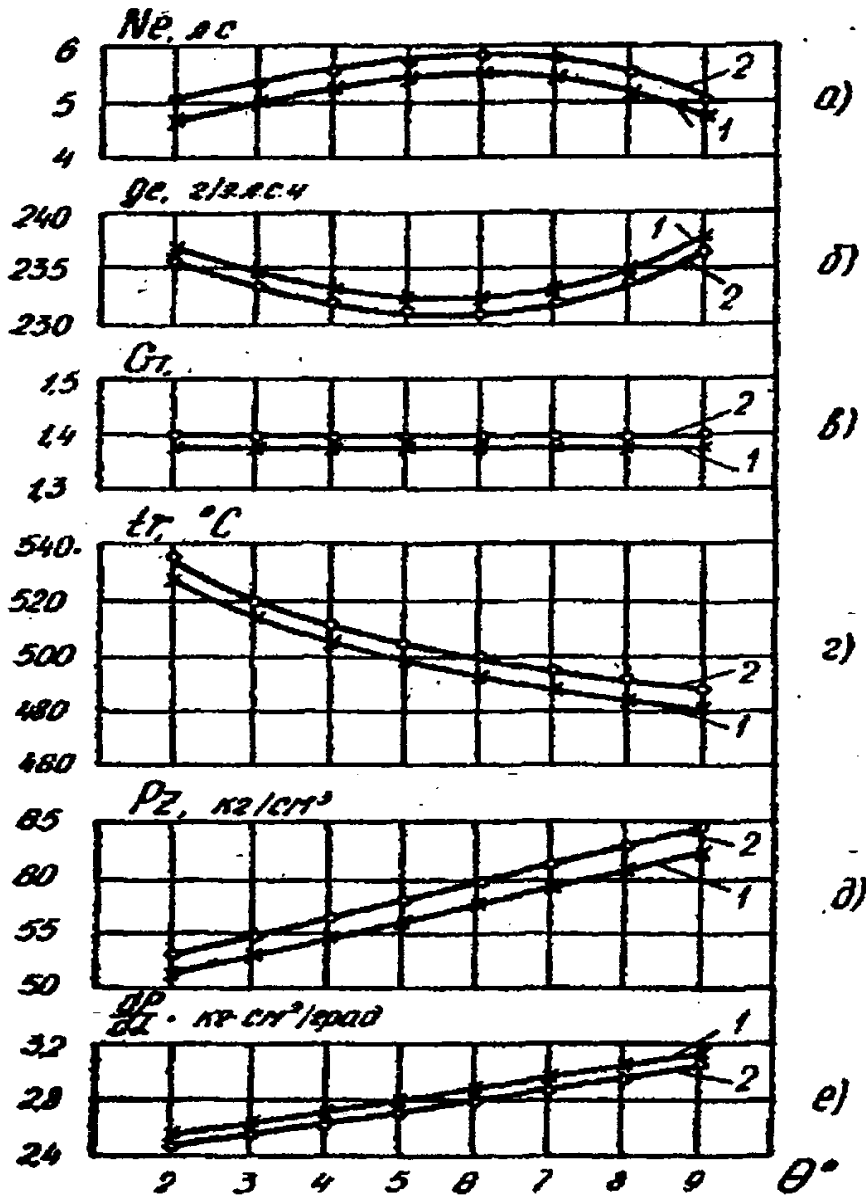


Рис. 5.2. Регульовальні характеристики дизеля Д-240 за кутом випередження упорскування:



1 - плунжерна пара зношена ( $\Pi = 10$  мкм), нагнітальний клапан серійний; 2 - та ж плунжерна пара, нагнітальний клапан з отворами в сідлі.

Установка нагнітального клапана з отворами в сідлі дозволяє підвищувати продуктивність зміни активного ходу плунжера. При цьому підвищується також тиск впорскування палива і кут випередження подачі, а тривалість подачі палива зменшується. Для підвищення продуктивності і кута випередження подачі паливної насоса зі зношеними плунжерними парами, збільшують активний хід плунжера і зменшують об'єм надплунжерного простору. Зі збільшенням активного ходу плунжера підвищуються витoki палива через зазор у плунжерній парі в картер насоса і збільшується тривалість процесу подачі палива в циліндр двигуна.

Нагнітальний клапан з отворами в сідлі, навпаки, дозволяє зменшувати активний хід плунжера, тим самим знижувати виток палива в картер насоса і скорочувати тривалість подачі. Але, як відомо для забезпечення надійної роботи дизеля, одержання бездимного випуску, зменшення питомої витрати палива важливо скоротити тривалість загального періоду згоряння, це пов'язано, зокрема, зі скороченням подачі палива.

Аналіз характеристик процесу впорскування паливного насоса із серійними нагнітальними клапанами і клапанами з отворами в сідлі, показав, що передній фронт характеристики подачі при нагнітальному клапані, що має отвори в сідлі, розташовується ближче чим із серійним клапаном. Спостерігається більш рівномірна подача палива на градус повороту вала насоса без великих коливань. Процес подачі палива закінчується раніше. У результаті цього за період індукції в камеру згоряння надходить палива менше, а менш різке збільшення циклової подачі палива в початковій стадії процесу

впорскування сприяє зменшенню фактора жорсткості роботи дизеля, що підтверджується експериментом (рис. 5.2).

Для визначення впливу величини зносу прецизійних пар, а також нагнітального клапана з отворами в сідлі на показники дизеля при його роботі на різних швидкісних режимах знімалися регуляторні характеристики (рис.5.3 - 5.8 ). У таблиці 5.2 приведені комплекти випробуваних прецизійних пар (розпилювачі форсунок для всіх комплектів ставилися нові).

Таблиця 5.2 - Показники випробовуваних прецизійних пар

Співвідношення прецизійних пар	Величина зазору, мкм	
	плунжерна пара	нагнітальний клапан
Плунжерна пара нова*, нагніт. клапан новий **	3	8
Плунжерна пара зношена*, нагнітальний. клапан новий *	6	8
Плунжерна пара зношена*, нагнітальний клапан новий*	10	8
Плунжерна пара зношена* нагнітальний клапан новий*	15	8
Плунжерна пара зношена* , нагнітальний клапан новий**	10	8
Плунжерна пара нова *, нагнітальний клапан зношений*	3	6
Плунжерна пара нова*, нагнітальний. клапан зношений*	3	30
Плунжерна пара нова*, нагнітальний. клапан зношений*	3	50
Плунжерна пара нова*, нагнітальний. клапан зношений**	3	30
Плунжерна пара зношена*, нагнітальний клапан зношений*	10	30
Плунжерна пара зношена*, нагнітальний клапан зношений**	10	30

\* — серійна прецизійна пара;

\*\* — нагнітальний клапан з отворами в сідлі.

Поліпшення основних показників дизеля пояснюється тим, що нагнітальний клапан з отворами в сідлі стабілізує початкові умови процесу паливоподачі шляхом підживлення лінії нагнітання паливом через отвори [23,25] перед початком активного ходу плунжера.

Стабілізація залишкового тиску й усунення розривів суцільності в лінії нагнітання паливної системи дозволяє знизити питому витрату палива і підвищити потужність.

Принцип роботи дослідного нагнітального клапана заснований на ефекті дроселювання палива через отвори в сідлі. Внаслідок чого при великих оборотах клапан піднімається вище, а при посадці робить більш глибоке розвантаження трубопроводу високого тиску, чим при малих оборотах, що приводить до зменшення циклової подачі.

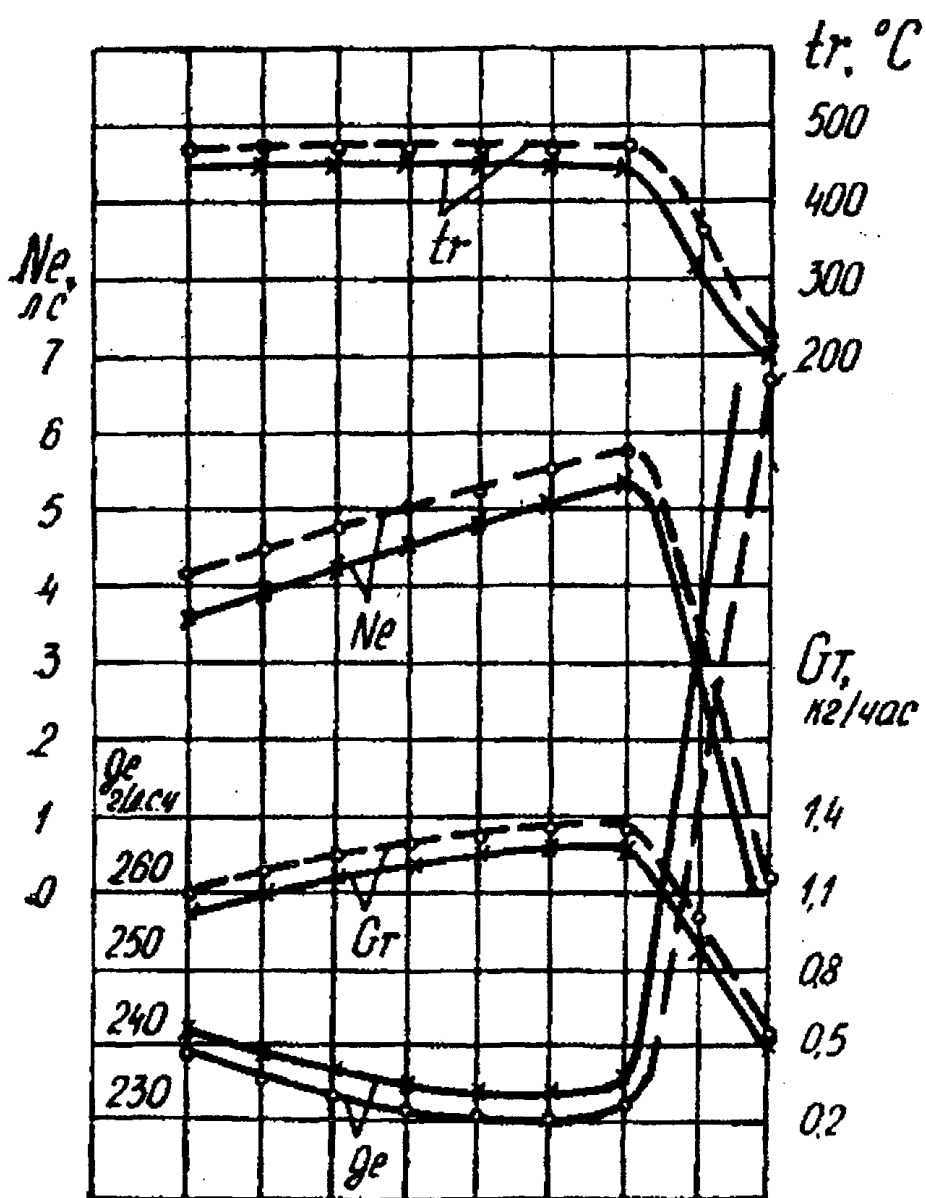


Рис. 5.3. Регуляторні характеристики дизеля 148.5/11:

суцільна лінія - комплект № 1 (з табл. 5.2), пунктирна - комплект № 2

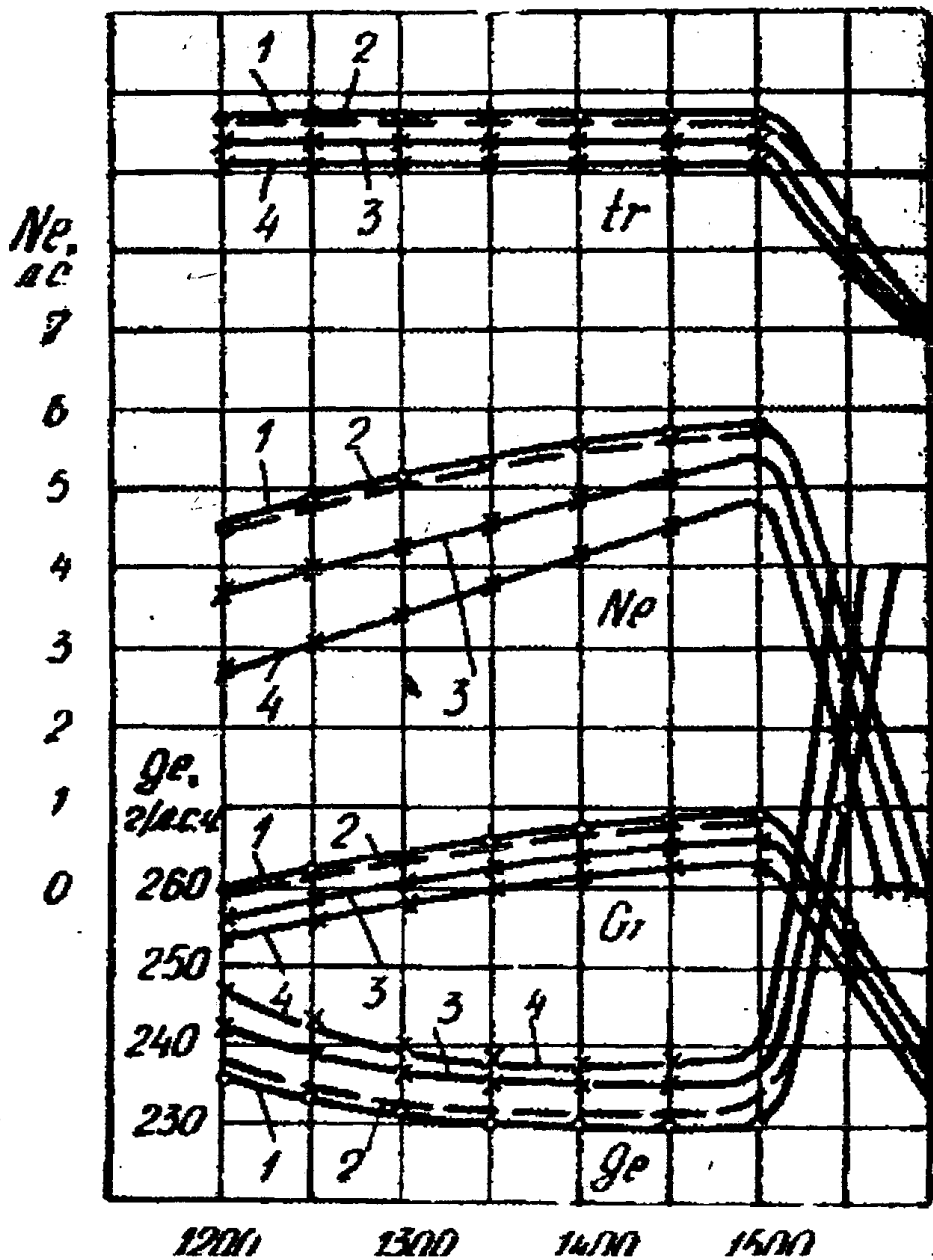


Рис. 5.4. Регуляторні характеристики дизеля 148.5/11:1 - комплект № 1 (з табл. 4); 2 - комплект №3; 3 - комплект № 4; 4 - комплект № 5.

При малих же обертах пасок нагнітального розвантажувального клапана не виходить з корпуса сідла, а паливо з надплунжерної порожнини надходить у штуцер високого тиску через отвори в сідлі. При посадці клапана трубопровід розвантажуються в меншій мері, у зв'язку з чим подача палива за цикл ... підвищується. Унаслідок цього і підвищується вплив нагнітального клапана з отворами в сідлі на основні показники дизеля при зменшенні числа оборотів вала. На рис. 5.3-5.8 приведені регуляторні характеристики при роботі дизеля з плунжерними парами різного ступеня зношеності. Зношені плунжерні пари викликають зменшення продуктивності насоса, кута випередження впорскування, тиску впорскування, а також збільшення тривалості подачі і витоків палива в картер насоса. Усе це впливає на основні показники робочого процесу дизеля.

Знос плунжерних пар знижує потужність дизеля і збільшує питома витрата палива (рис. 30, криві 2, 3, 4). Так наприклад, плунжерні пари з зазором 15 мкм при  $n = 1500$  об/хв знижують потужність ( $K_e$ ) з 6 л. с. до 5 л. с. і підвищують питома витрата палива ) з 230 до 238 г/л. с. ч. (на 3,5%). Годинна витрата палива знижується через зменшення продуктивності насоса з 3,8 до 1,25 кГ/год. Температура випускних газів ( $T_r$ ) знижується з 470 до 400 °С. Зниження температури випускних газів пояснюється зменшенням циклової подачі палива зношеними плунжерними парами.



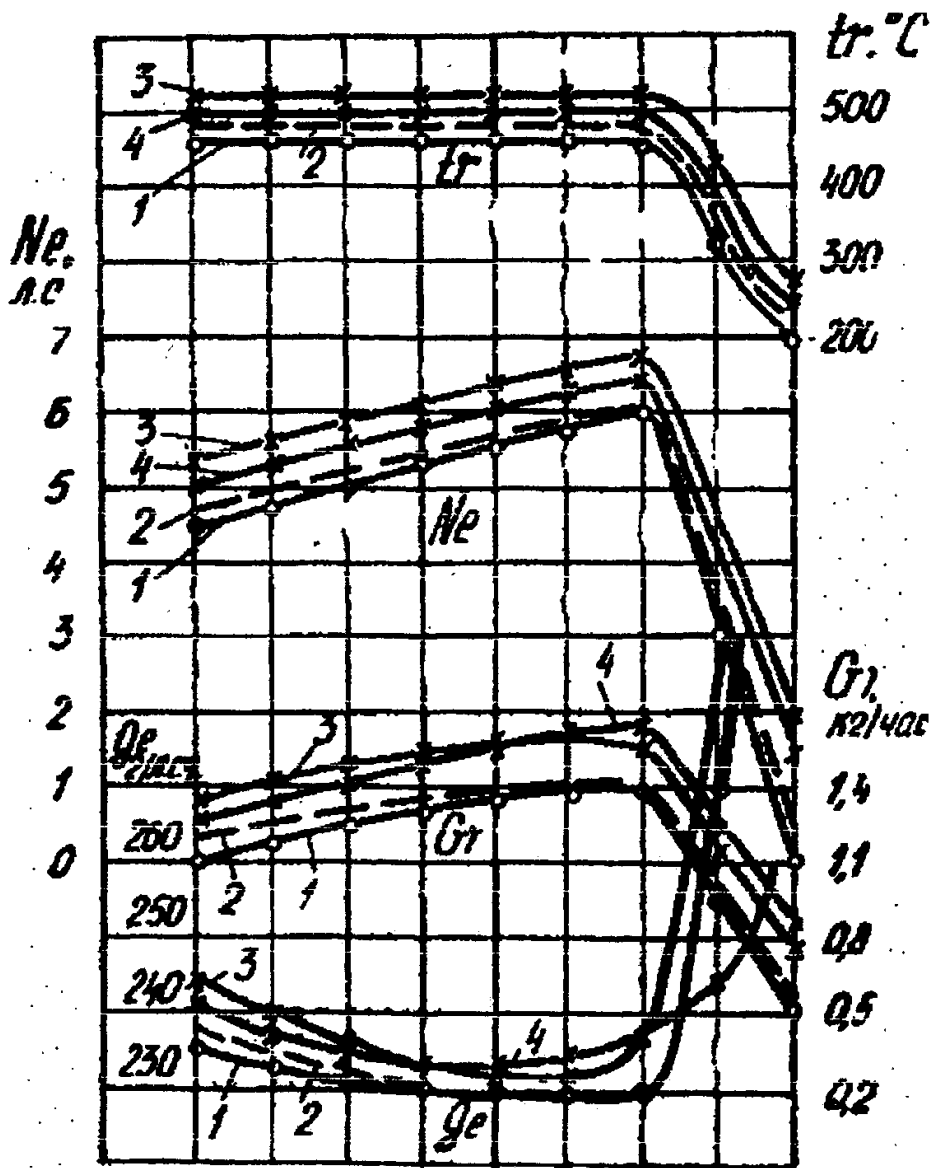


Рис. 5.5. Регуляторні характеристики дизеля 148.5/11:

суцільна лінія - комплект № 4 (з табл. 4), пунктирна - комплект № 6.

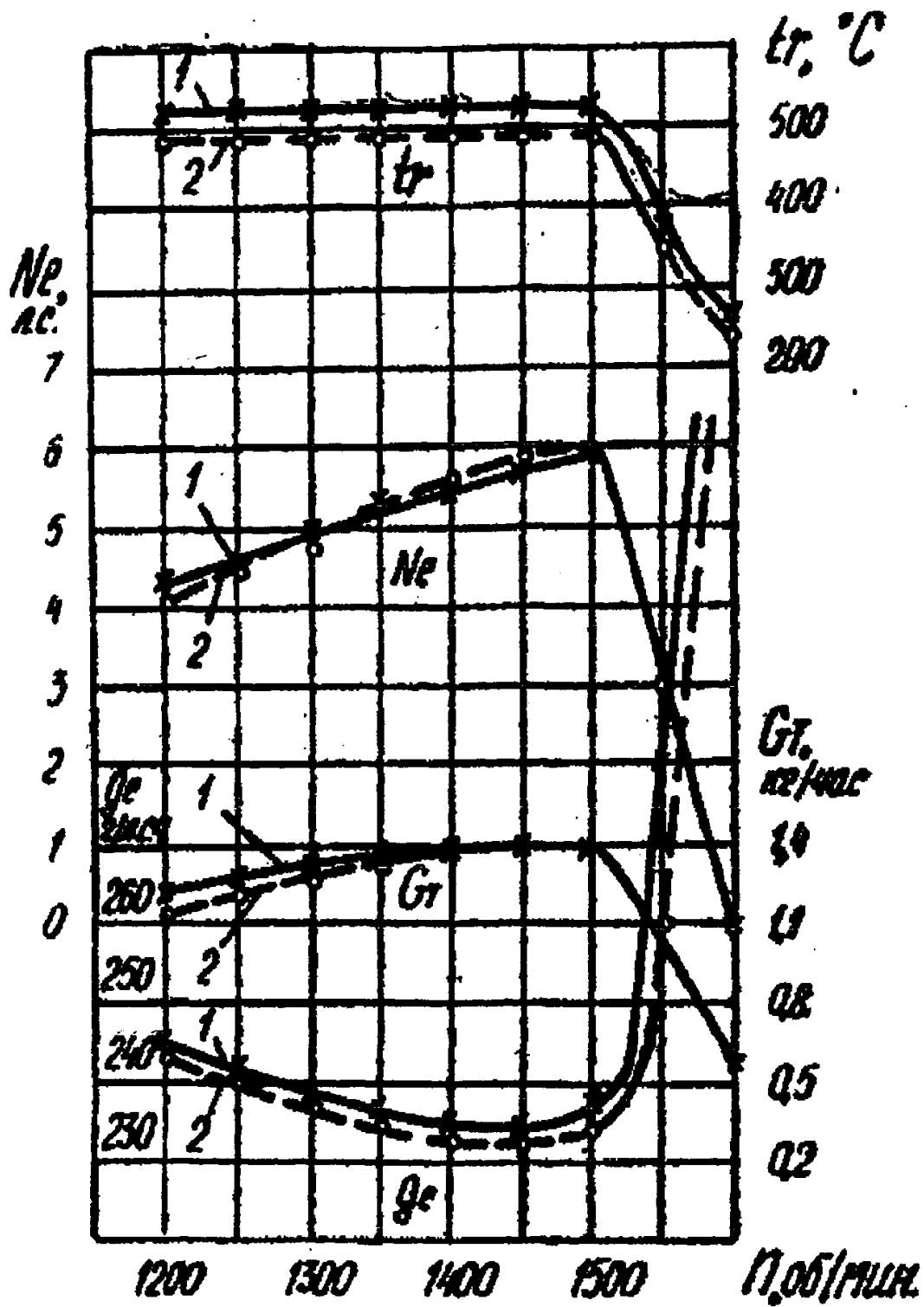


Рис. 5.6. Регуляторні характеристики дизеля 148.5/11:

1 - комплект № 1(з табл. 4), 2 - комплект № 7, 3 - комплект № 8,  
4 - комплект -№ 9.



Нагнітальний клапан з отворами в сідлі впливає на потужнісні й економічні показники дизеля при роботі зі зношеними плунжерними парами (рис. 5.5). Збільшення годинної витрати палива, потужності дизеля і температури випускних газів пояснюється збільшенням продуктивності насоса (циклової подачі палива). А зменшення питомої витрати палива - збільшенням кута випередження впорскування, у результаті чого період догорання палива на лінії розширення скорочується, повнота згорання палива підвищується.

Знос паска нагнітального клапана, що розвантажує, також впливає на основні параметри робочого процесу дизеля. Для визначення цього впливу проведені порівняльні випробування дизеля при роботі з новим серійним нагнітальним клапаном і зношеними клапанами (рис. 5.6). Аналіз регуляторних характеристик показує, що технічний стан нагнітального впливає на основні показники дизеля.

Потужність дизеля підвищується в міру підвищення зазору в паску, що розвантажує. Наприклад, при нагнітальному клапані з зазором, рівним 30 мкм (у порівнянні із серійним клапаном і  $n = 1500$  об/хв), потужність збільшується з 6 до 6,7 (11,7%); а при клапані з зазором 50 мкм із 6 до 6,4 (7%), Одночасно підвищується годинна витрата палива і температура випускних газів. Економічні показники дизеля зі збільшенням зносу погіршуються.

Так при зазорі в паску, що розвантажує, рівному 30 мкм, питома витрата палива  $g_e$  підвищується з 230 до 238 г/л. с. ч. (3,48%); а при зазорі, рівному 50 мкм, - з 230 до 237 г/л. с. ч. (3,0%). Зміна основних показників, роботи дизеля при зносі нагнітального клапана по паску, що розвантажує, пояснюється таким чином. Пасок розвантажувального клапана в момент його посадки в сідло створює розвантаження трубопроводу високого тиску. Залишковий тиск впливає на циклову подачу і її тривалість. З підвищенням залишкового тиску збільшуються циклова подача і тривалість впорскування.

Розглянемо вплив отворів у сідлі нагнітальною клапана на основні показники робочого процесу дизеля при зносі паска, що розвантажує. Новий клапан має зазор по паску, що розвантажує, у межах 8 мкм. Тому при посадці клапана розвантажувальний пасок закриває отвір сідлі, створюючи достатню герметичність для запобігання витіканню палива через отвори з порожнини плунжера в порожнину штуцера і назад. Зі зносом розвантажувального паска зазор збільшується і герметичність порушується. В результаті чого в міру росту величини зазору підвищується кількість палива, що проходить через отвори в сідлі з порожнини штуцера високого тиску в порожнину плунжера і назад.

Зношений нагнітальний клапан робить розвантаження трубопроводу, що викликає підвищення залишкового тиску. У той же час зі збільшенням зазору по паску, що розвантажує, збільшується протікання палива через отвори в сідлі і зазор з порожнини штуцера в порожнину плунжера, що сприяє додатковому розвантаженню трубопроводу, тобто зменшенню залишкового тиску.

Зниження залишкового тиску викликає зменшення циклової подачі і годинної витрати палива (рис.5.7 ). Потужність залишається приблизно без зміни, незважаючи на зменшення циклової подачі. Це пояснюється тим, що зі зниженням залишкового тиску процес впорскування закінчується різкіше, а тривалість подачі палива в циліндр дизеля скорочується. У результаті чого період догорання, як згадувалося вище, на лінії розширення скорочується, а повнота горіння палива підвищується, що сприяє більшій повноті процесу згорання. По цій же причині спостерігається зменшення питомої витрати палива і температури випуску газів (рис.5.8 ). При тривалій експлуатації паливної апаратури одночасно зношуються всі прецизійні пари (плунжерна пара, нагнітальний клапан і розпилювач форсунки).

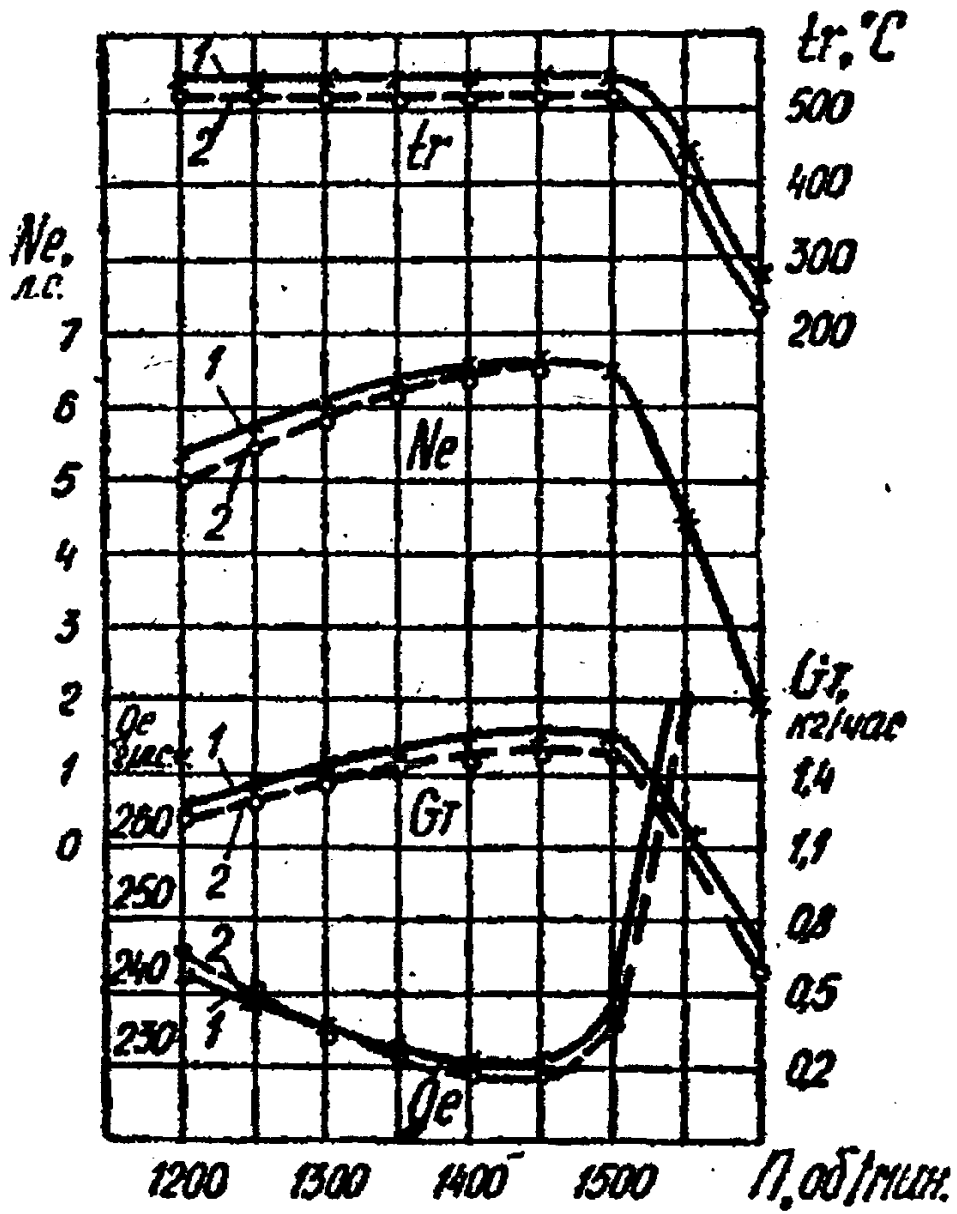


Рис. 5.7. Регуляторні характеристики дизеля 148.5/11:

1 - комплект № 8 (з табл. 4); 2 - комплект № 10.

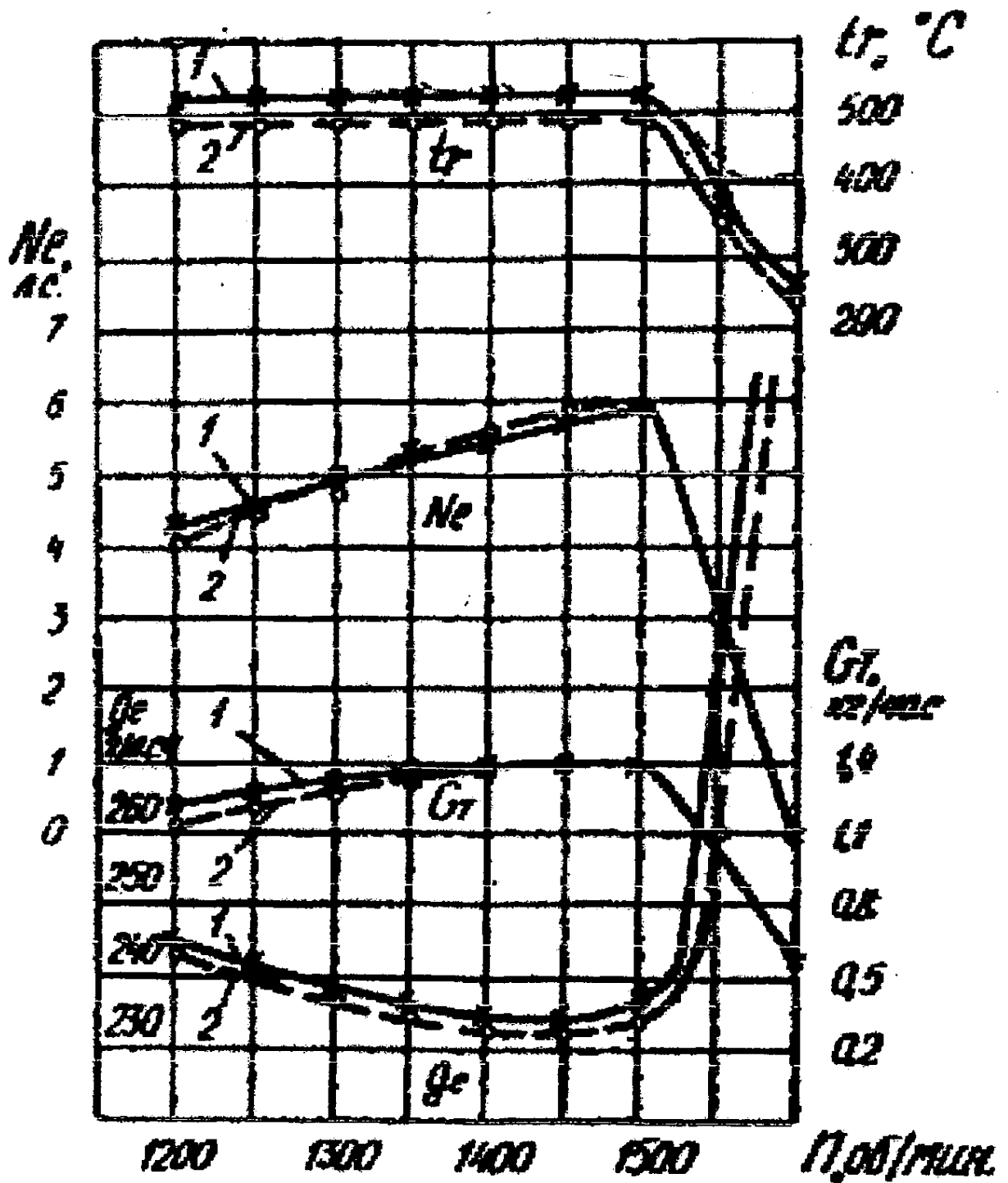


Рис. 5.8. Регуляторні характеристики дизеля і 48.5/11:

1 - комплект № 11 (з табл. 4), 2 - комплект № 12.

Для визначення терміну служби паливної апаратури необхідно вивчити спільний вплив зношених плунжерних пар і нагнітальних клапанів на основні показники дизеля.

На рис. 5.8 приведені регуляторні характеристики дизеля при роботі з плунжерною парою, що має зазор, рівний 10 мкм, і нагнітальним клапаном із зазором по паску, що розвантажує, 30 мкм. Плунжерна пара зі збільшеним зазором зменшує циклову подачу і тиск у трубопроводі. У той же час знос нагнітального клапана викликає підвищення залишкового тиску і тривалості впорскування, а значить і циклової подачі. У результаті обопільної дії циклова подача насоса зменшується незначно. Потужність дизеля знижується з 6 до 5,8 к.с, а питома витрата палива підвищується на 3,5 %, спостерігається димний випуск. Температура випускних газів підвищується через збільшення періоду догорання палива.

## 5. Експлуатаційні випробування паливної апаратури в польових умовах

Експлуатаційні випробування паливної апаратури з нагнітальними клапанами, що мають отвір в сидлі проводились в польових умовах. Випробування проводилися на тракторах марки ДТ-75 і 5-ти тракторах марки МТЗ-82. В насосах були встановлені нові серійні прецизійні пари підібрані за гідравлічною щільністю. Регулювання паливної апаратури проводилося ретельно на стенді КИ - 921М відповідно до технічних вимог (таблиця 5.8)

Основні регульовальні показники паливних насосів

Марка трактора	Марка двигуна	Марка насоса	Номинальне число обертів, об/хв	Продуктивність, см <sup>3</sup> /хв	Початок впорскування палива, град
МТЗ -82	Д-240	УТН-5	1100	76	12
ДТ-75	СМД-14	4ТН- 8,5 10	850	86	22

Випробовувані трактори експлуатувалися на найрізноманітніших роботах (на оранці, посіві, боронуванні, збиранні врожаю) під спостереженням протягом 2000 годин роботи, при цьому вчасно і ретельно проводилися технічні огляди.

Паливо заливалося відстояне, чистота його регулярно перевірялася. Паливна апаратура знімалася з двигуна і перевірялася на стенді на продуктивність, рівномірність, кут випередження впорскування і витоки палива в картер насоса через кожні 500 годин роботи. Перевірявся стан прецизійних пар.

За результатами перевірки технічного стану паливних насосів побудовані залежності максимальної продуктивності, паливної апаратури (рис. 5.9) [23] і кута випередження упорскування (рис.5.9 ) від тривалості її експлуатації.

З графіків видно, що зниження максимальної продуктивності відбувається особливо інтенсивно в початковий період експлуатації плунжерної пари. Надалі максимальна продуктивність її знижується більш повільно. Тривала експлуатація паливної апаратури приводить до зменшення кута випередження впорскування палива.

Аналізуючи рис 5.10., видно що при 1500 годиннах роботи продуктивність насоса зменшується до  $60 \text{ см}^3$  за хвилину, у той же час при постановці нагнітальних клапанів з отворами в сідлі (замість серійних) вона підвищується з 60 до  $80 \text{ см}^3$  за хвилину.

Таким чином, якщо після закінчення 1500 годин роботи в серійному клапані електроімпульсним методом пропалити два отвори в сідлі клапана на рівні розвантажувальною паска діаметром 0,9 мм, то продуктивність насоса збільшиться до номінальної і у цьому випадку не буде потрібно збільшення активного ходу плунжера.

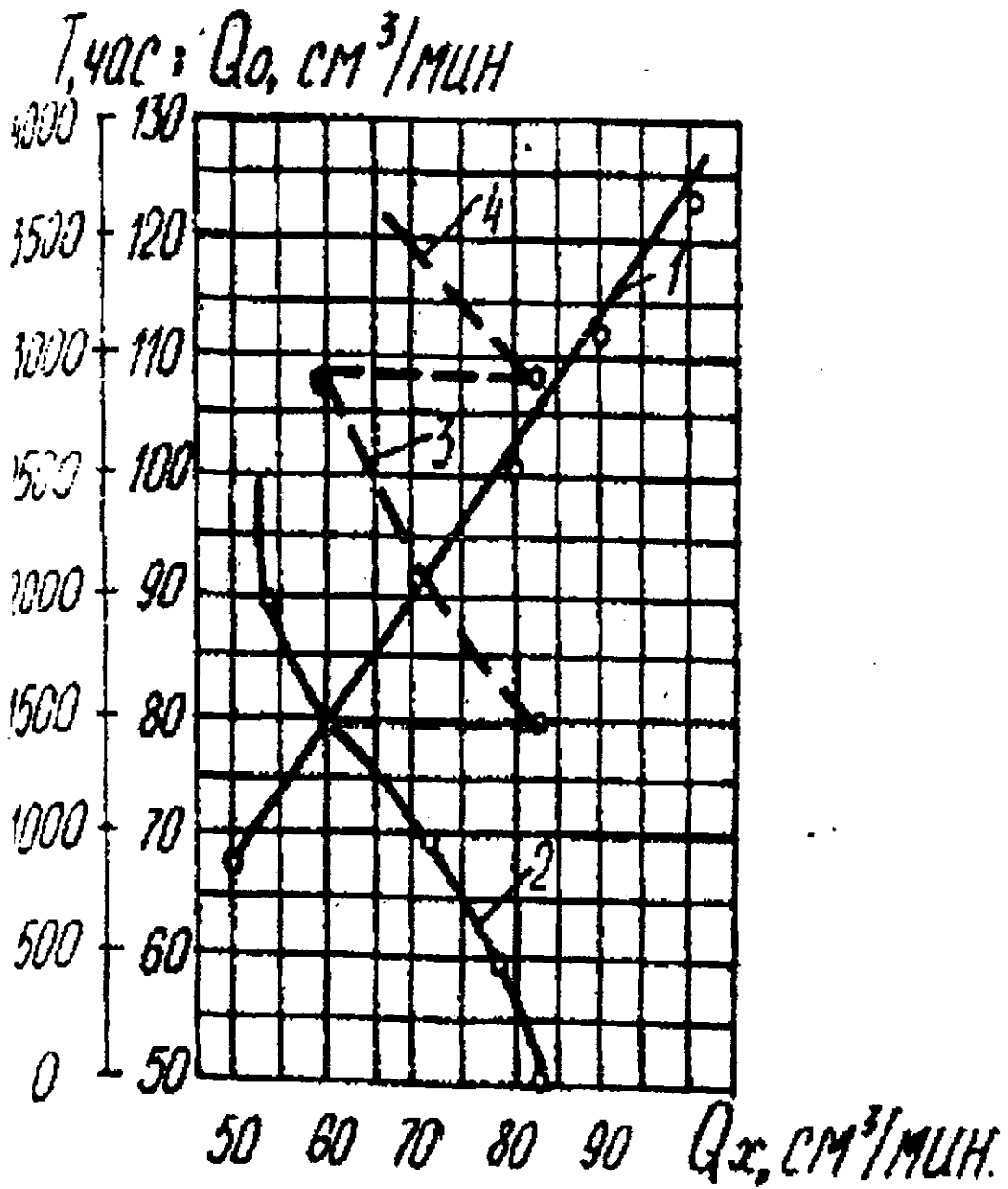


Рис. 5.9. Зміна продуктивності насоса з клапанами, що мають отвір в сідлі від величини початкової продуктивності із серійними клапанами (крива 1) і продуктивності від тривалості експлуатації плунжерних пар (крива 2).



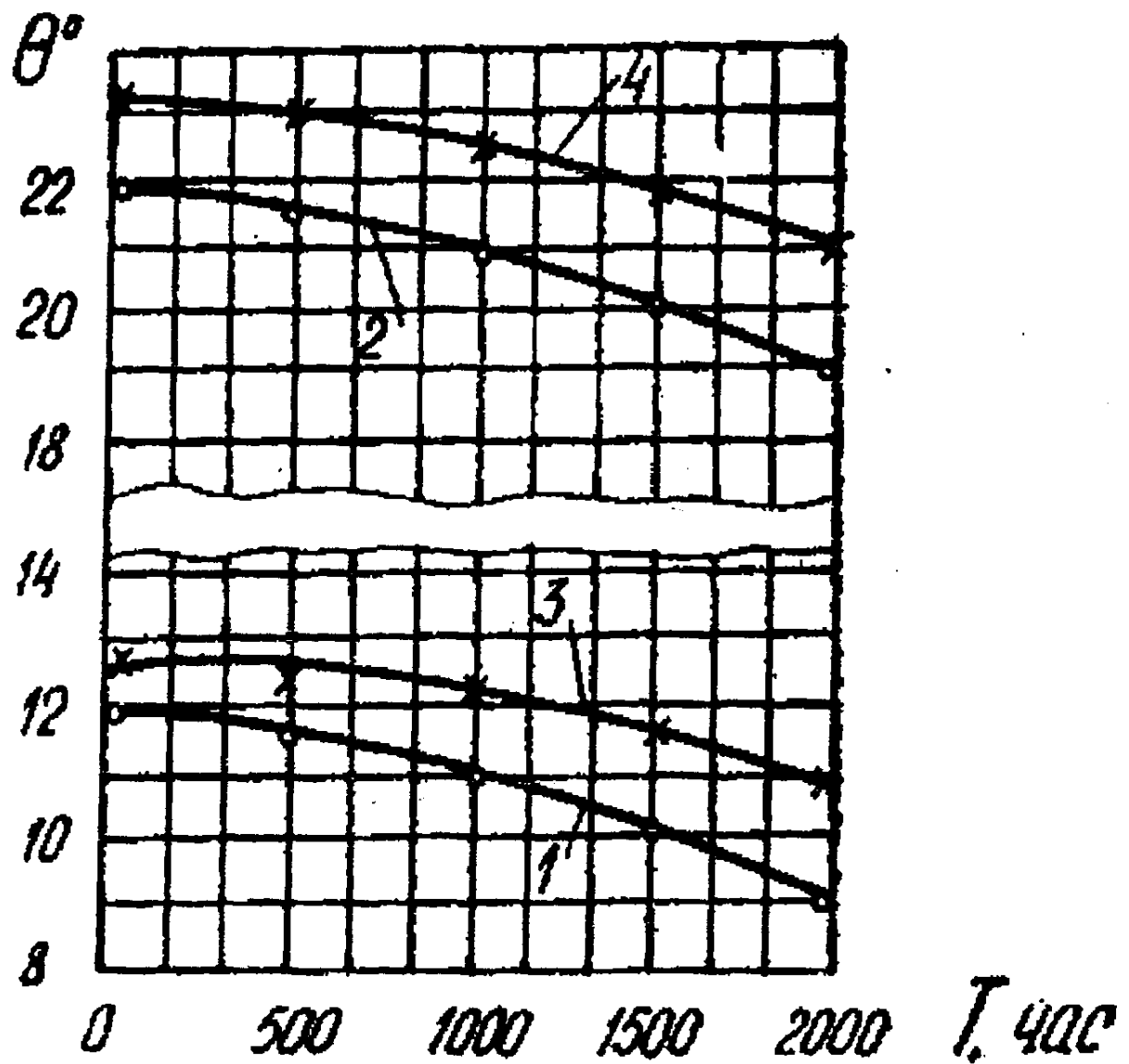


Рис. 5.10 Залежність кута випередження впорскування від часу експлуатації:

1 - паливний насос УТН-5; 2 - паливний насос 4ТН-8,5 10; 3 - клапан з отворами в сидлі насоса УТН-5; 4 - клапан з отворами в сидлі насоса 4ТН-8,5 10.

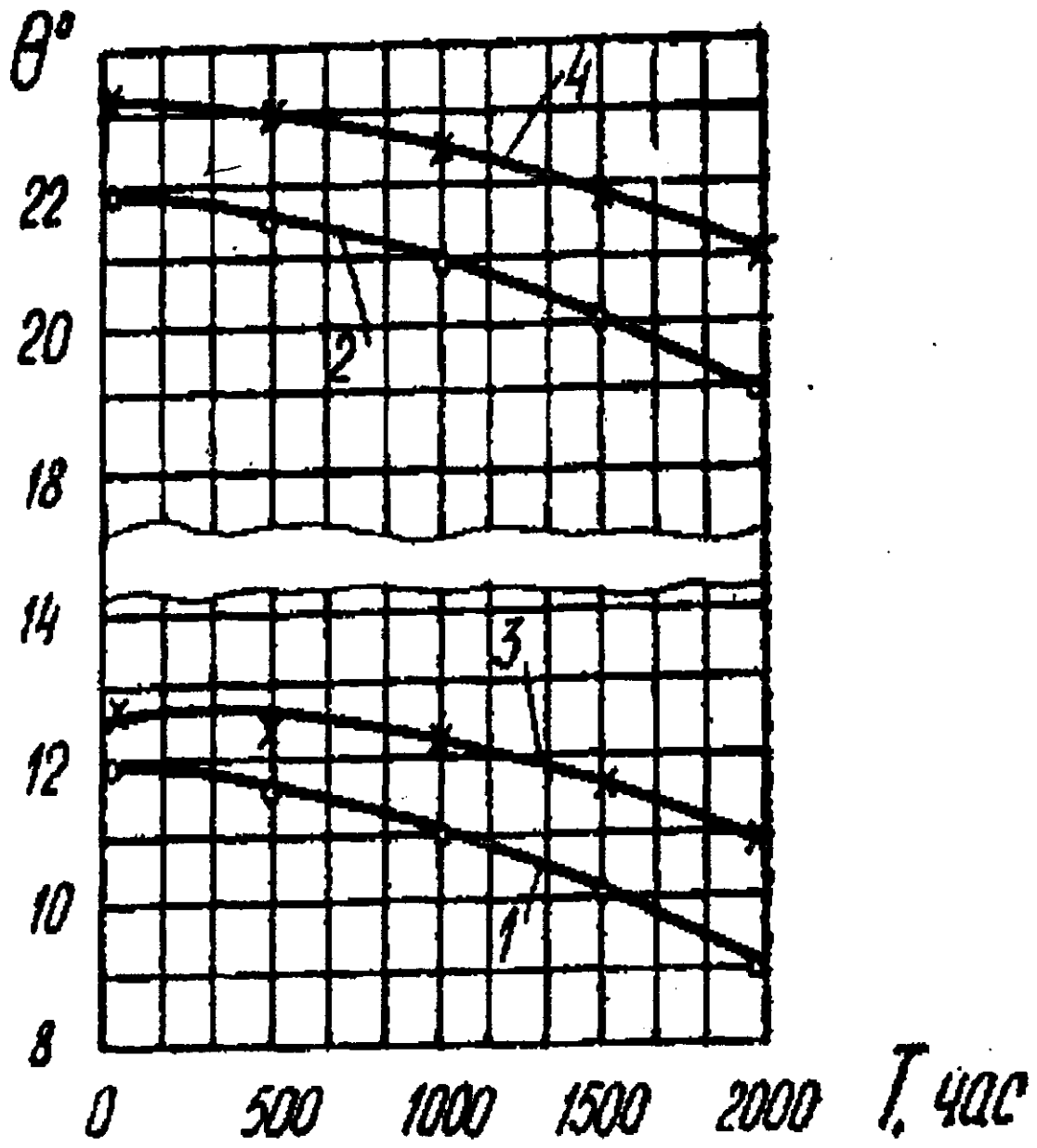


Рис. 5.11. Залежність кута випередження вприску від тривалості експлуатації:

1 - паливний насос УТН-5; 2 - паливний насос 4ТН-8,5 10; 3 - клапан з отворами в сидлі насос УТН-5; 4 - клапан з отворами в сидлі насос Л4ТН-8,5Х10.

Кут випередження впорскування при цьому також збільшується (рис.5.10 , криві 3 і 4). Тому що при подальшій експлуатації знос плунжерних пар відбувається повільніше, тобто установка нагнітального клапана з отворами в сідлі дає можливість експлуатувати плунжерні пари без збільшення активного ходу до 3000 юдин. Потім продуктивність можна збільшити шляхом повороту плунжера, тобто збільшенням активного ходу (крива 4). Відповідно до положень про технічне обслуговування через 1000 годин роботи двигуна паливні насоси знімаються і перевіряється на стенді. Якщо за результатами стендових випробувань не можна гарантувати безперебійну й економічну роботу насоса протягом наступних 1000 годин, то насос піддається ремонту (заміні) прецизійних пар і регулюванню. У випадку заміни зношених прецизійних пар новими, при регулюванні насоса витрати складають 2000 грн. на один трактор. Якщо ж прецизійні пари не замінюються, а насос піддається тільки перерегулюванню, то витрати будуть складати тільки 500 гривнів.

Нагнітальний клапан з отворами в сідлі дозволяє не робити заміни зношених плунжерних пар новими після закінчення 1500 годин роботи, а тільки виконувати перерегулювання насоса. Це дає можливість продовжити термін експлуатації плунжерних пар до 3000 годин і заощадити на один трактор близько 1500 гривнів у рік, тобто в загальнодержавному масштабі це дасть значну економію засобів.

## Рекомендації з відновлення характеристик паливної апаратури

1. Одним з ефективних шляхів збільшення терміну експлуатації паливної апаратури варто вважати удосконалення конструкції прецизійних пар шляхом зміни деяких їх параметрів для покращення паливоподачі системи в цілому.

Експериментально доведено, що нагнітальний клапан з отворами в сідлі, розташованими на рівні розвантажувального паска дозволяє збільшувати продуктивність секції насоса без зміни активного ходу плунжера й одночасно збільшує кут випередження впорскування, зменшує тривалість подачі і витік палива в картер насоса, внаслідок чого створюється можливість відновлення первісних параметрів впорскування паливної апаратури зі зношеними плунжерними парами.

Порівняльні моторні випробування дизелів, укомплектованих паливними системами із серійними нагнітальними клапанами з отворами в сідлі, підтвердили поліпшення основних показників дизеля при роботі його паливної системи з пропонованим клапаном. При цьому встановлено, що:

- а) питома витрата палива знижується на всіх режимах роботи дизеля в середньому на 2,0%.
- б) швидкість наростання тиску в камері згоряння дизеля при 1500 об/хв. обертання колінчатого вала зменшується до 16%.

Експлуатаційними випробуваннями паливної апаратури в польових умовах встановлено, що нагнітальні клапана з отворами в сідлі підвищують термін її експлуатації до 3000—3500 годин.

Для використання нагнітальною клапана з отворами в сідлі, з метою продовження терміну експлуатації паливної апаратури, рекомендується наступне:

- а) після закінчення 1000—1500 годин роботи паливну апаратуру необхідно встановити на стенд, перевірити її регульовальні характеристики і стан прецизійних пар;

- б) електроімпульсним методом пропалити два отвори в сидлі нагнітального клапана діаметром 0,9 мм на рівні розвантажувального паска;
- в) встановити клапани з отворами в сидлі в насос і відрегулювати його номінальні показники характеристики;
- г) після закінчення 1000 - 1500 годин роботи провести повторне пере регулювання насоса.