



**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

О.Г. Крушедольський

**МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ
ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ
НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМАХ**

Навчальний посібник

Харків – 2007

УДК 621.43.01 (075.8)

Крушедольський О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 218 с.

ISBN-966-7593-68-1

У навчальному посібнику викладені основи математичних моделей робочих процесів транспортних дизелів при їх роботі на сукупності сталих та перехідних режимів та приклади їх використання щодо перевірки впливу деяких конструктивних параметрів двигуна і різних технічних заходів на паливну економічність як на окремих сталих та перехідних режимах, так і в експлуатаційному циклі. Наведені спрощена та уточнена моделі сталих та перехідних робочих процесів транспортних дизелів.

Посібник призначений для студентів, магістрантів та аспірантів спеціальності «Теплоенергетика» спеціалізації «Теплоенергетика залізничного транспорту» при вивченні курсів «Теорія та конструкція ДВЗ», «Теплосилові та теплоспоживаючі установки залізничного транспорту», «Методи математичного моделювання робочих процесів теплоенергетичних установок». Він охоплює найбільш складні розділи наведених вище курсів і може бути запропонований при виконанні контрольних робіт, курсових та дипломних проектів та у науково-дослідній роботі студентів.

Посібник може використовуватися в процесі навчання студентів таких спеціальностей залізничного транспорту, як «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту» та «Підійомно – транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання», які вивчають курси з теорії ДВЗ. Його можна рекомендувати для студентів спеціальності «Двигуни внутрішнього згоряння», аспірантів спеціальності «Теплові двигуни», а також для науковців при моделюванні експлуатаційних циклів транспортних двигунів у науково-дослідних роботах.

Іл. 67, табл. 13, бібліогр.: 73 назв.

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів залізничного
транспорту (№14/18 – Г-848 від 02.10.2006)*

Рецензенти:

професори А.П.Марченко (НТУ «ХП»),
Ф.І.Абрамчук (ХНАДУ),
В.І.Мороз (УкрДАЗТ)

©Українська державна академія
залізничного транспорту, 2007



Крушедольський Олександр Георгійович

професор кафедри “Теплотехніка та теплові двигуни”, кандидат технічних наук. У 1971 р. закінчив Харківський політехнічний інститут за фахом “Двигуни внутрішнього згоряння”. З 1977 р. працює у ХПТі (УкрДАЗТ). З 1986 р. доцент кафедри “Теплотехніка та теплові двигуни”. Читає лекції з дисциплін “Теорія та конструкція ДВЗ”, “Теплосилові установки залізничного транспорту”, “Методи математичного моделювання робочих процесів теплоенергетичних установок”, для студентів спеціальності “Теплоенергетика”. Має 75 наукових та 20 методичних праць. Напрямок наукової роботи: оптимізація сталих та перехідних робочих процесів дизельних двигунів та їх систем газотурбінного наддування на експлуатаційних режимах роботи з метою підвищення економічних та екологічних показників.

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Методика спрощеного розрахунку робочого циклу дизеля з ГТН	9
1.1. Розрахункова схема моделі ДВЗ. Мета й задачі розрахунку робочого процесу	9
1.2. Розрахунок робочого процесу ДВЗ за методом В.І.Гриневецького	19
1.3. Вихідні дані щодо спрощеного розрахунку робочого процесу дизеля з ГТН	23
1.4. Попередні допоміжні розрахунки	25
1.4.1. Визначення теоретично необхідної та дійсної кількості повітря для згоряння одиниці маси або об'єму палива	25
1.4.2. Визначення хімічного коефіцієнта молекулярної зміни	26
1.4.3. Визначення теплоємності робочого тіла	27
1.4.4. Визначення поточного об'єму циліндра при зміні кута повороту колінчастого вала	29
1.4.5. Визначення середнього значення ефективного прохідного перерізу впускних клапанів	31
1.4.6. Визначення тиску випускних газів p_T у випускному колекторі перед турбіною	33
1.5. Методика спрощеного розрахунку газообміну у чотиритактному ДВЗ	35
1.5.1. Визначення температури робочого тіла в циліндрі ДВЗ наприкінці наповнення у НМТ (у точці a)	36
1.5.2. Визначення середнього тиску заряду у циліндрі ДВЗ при наповненні	37
1.5.3. Визначення коефіцієнтів наповнення та залишкових газів	41
1.5.4. Алгоритм розрахунку процесу газообміну	42
1.6. Оцінка параметрів наприкінці газообміну у двотактних ДВЗ	44
1.7. Розрахунок процесу стискування	45
1.8. Розрахунок процесу ефективного згоряння	46

1.9. Розрахунок процесу розширення робочого тіла у циліндрі ДВЗ	50
1.10. Визначення індикаторних та ефективних показників робочого циклу ДВЗ	54
1.10.1. Індикаторна робота циклу ДВЗ	54
1.10.2. Середній індикаторний тиск	55
1.10.3. Інші індикаторні та ефективні показники ДВЗ	56
1.11. Визначення температури випускних газів T_T у другому наближенні	56
1.12. Побудова індикаторної діаграми	59
2. Математична модель розрахунку сталих та перехідних процесів транспортного дизеля	62
2.1. Огляд методів моделювання робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння на сталих та перехідних режимах роботи	62
2.1.1. Завантаження транспортних ДВЗ в експлуатації за часом	63
2.1.2. Моделювання перехідних режимів роботи ДВЗ	65
2.1.3. Система загальних рівнянь моделювання фізичних явищ у проточних частинах ДВЗ. Газодинамічні та термодинамічні методи моделювання	70
2.2. Математична модель розрахунку сталих та перехідних процесів дизельного двигуна	76
2.2.1. Моделювання процесів тепловиділення та теплообміну у циліндрах	79
2.2.2. Визначення складу та об'єму робочого тіла у розрахунковій зоні	85
2.2.3. Моделювання процесів у впускних та випускних системах	87
2.2.4. Моделювання сумісної роботи дизеля та турбокомпресора	89
2.2.5. Моделювання динаміки руху колінчастого вала двигуна	94
2.2.6. Визначення індикаторних та ефективних показників ДВЗ	95
2.3. Моделювання всережимного регулятора	96
2.4. Методика розрахунку утворення оксидів азоту в циліндрі дизеля	102

3. Моделювання сталих та перехідних процесів транспортних ДВЗ	111
3.1. Програма розрахунку робочих процесів дизелів	111
3.2. Моделювання сталих режимів роботи транспортних дизелів	116
3.3. Моделювання перехідного процесу повного розгону дизеля	124
3.4. Моделювання роботи дизеля в експлуатаційному циклі	131
4. Деякі дослідження впливу на сталі та перехідні процеси різних факторів шляхом математичного моделювання	147
4.1. Оптимізація параметрів транспортного дизеля моделюванням робочих процесів на сталих експлуатаційних режимах	147
4.1.1. Методика оптимізації конструктивних параметрів транспортного дизеля з газотурбінним наддуванням	147
4.1.2. Вибір оптимальних конструктивних і регульовальних параметрів дизеля 8Д80А при роботі за експлуатаційною характеристикою кар'єрного самоскида БелАЗ 7512	153
4.2. Дослідження впливу на перехідні процеси тепловозного дизеля деяких факторів шляхом математичного моделювання	161
4.2.1. Вплив на перехідний процес затримання навантаження в електричному колі генератора	161
4.2.2. Вплив на економічність перехідних процесів системи наддування повітря	175
4.2.3. Вплив на економічність перехідних процесів фази відкриття випускних клапанів	188
4.2.4. Вплив на економічність перехідного процесу настройки регулятора з корекцією ходу рейки паливного насоса по тиску наддувного повітря	200
Список літератури	212

ВСТУП

Задача математичного моделювання робочих процесів теплових двигунів виникла ще у 1824 р., коли французький вчений С.Карно теоретично заснував робочий цикл ідеальної теплової машини. З моменту народження у 1860 р. першого поршневого двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) француза Ж.Ленуара почалось теоретичне удосконалення цього не дуже вдалого зразка двотактного газового двигуна без попереднього стискування газоповітряної суміші. Вже через два роки після цього інший француз А.Бо-де-Рош запропонував робочий цикл ДВЗ із попереднім стискуванням робочого тіла та згорянням при постійному об'ємі, близько до якого дещо пізніше запрацювали газовий чотиритактний двигун німця М.Отто (1876 р.) та перший бензиновий ДВЗ росіянина І.С.Костовича (1878...85 рр.). Це були двигуни із зовнішнім сумішоутворенням та з примусовим запалюванням. Далі з'явилися теоретичні розробки циклів для ДВЗ з внутрішнім сумішоутворенням та із самозапалюванням. У 1894 р. німецький інженер Р.Дизель запатентував, а у 1897 р. збудував ДВЗ із компресорним вприскуванням палива, який працював близько до циклу з підведенням теплоти при постійному тиску (цикл Дизеля). У 1899 р. російським інженером Г.В.Тринклером було розроблено, а у 1901 р. збудовано більш досконалий ДВЗ із самозапалюванням та безкомпресорним вприскуванням. Такий двигун має робочий процес близький до ідеального термодинамічного циклу ДВЗ із змішаним підведенням теплоти спочатку при постійному об'ємі, а потім при постійному тиску. Останній цикл іноді несправедливо називають циклом Сабате, хоча цей француз створив свій двигун значно пізніше за Тринклера (1912 р.). Така ж несправедливість стосується і циклу Бо-де-Роша, який часто називають циклом Отто. Але ці факти тільки підкреслюють, що теорія завжди стає на службу у практики. Реальна ж практика показувала, що вибір параметрів ДВЗ на стадії проектування потребує більш адекватної теорії, ніж теорія ідеальних термодинамічних циклів. Засновником такої теорії є видатний російський вчений В.І.Гриневецький, який у 1907 р. опублікував роботу «Тепловий розрахунок робочого процесу», в якій виклав теоретичну модель розрахунку циклів ДВЗ з

урахуванням впливу реальних факторів, пов'язаних з газообміном та втратами теплоти. Цей вплив оцінювався вже накопиченими до цього часу експериментальними даними, завдяки дослідній роботі на багатьох типах ДВЗ. Треба відзначити, що до цього часу часто використовують методику В.І.Гриневецького для проведення спрощених розрахунків робочого циклу ДВЗ, тому основи цього методу викладені у першому розділі даного посібника. Ця методика у подальшому була розвинута та доповнена О.Н.Шелестом, Є.К.Мазінгом, Н.Р.Брилінгом, Б.С.Стечкиним, А.С.Орлиним, М.Г.Кругловим. Ці представники московської теоретичної школи внесли достойний внесок у теорію моделювання робочих процесів чотиритактних і, особливо, двотактних ДВЗ.

Але найбільший розвиток теорія моделювання робочих процесів ДВЗ отримала в Україні. Цей розвиток пов'язаний з іменами керівників харківської наукової школи В.Т.Цветкова та М.М.Глаголева. Видана у 1950 р. монографія проф. М.М.Глаголева [1] стосовно нового методу розрахунку робочих процесів ДВЗ призвела до революційних досягнень у теоретичних дослідженнях, завдяки котрим були створені високо економічні двигуни. Наприкінці 50-х рр. під керівництвом М.М.Глаголева було спочатку розраховано, а потім збудовано на заводі ім. Малишева тепловозний двигун Д70, який мав рекордно низьку витрату палива у світі у своєму класі двигунів.

Значний внесок у розвиток теорії ДВЗ з газотурбінним наддуванням (ГТН) вніс учень М.М.Глаголева проф. А.Е.Сімсон, який доповнив метод уточненого розрахунку робочого циклу ДВЗ методикою розрахунку турбокомпресора (ТК) та випускних і впускних систем різноманітних схем [2]. У результаті була складена математична модель робочих процесів у проточних частинах – зонах багатоциліндрового дизеля, основи якої і викладені у другому розділі даного посібника. Ця модель може описувати як сталі режими на усіх точках експлуатаційної характеристики, так і перехідні режими розгону та уповільнення. У складанні цієї моделі під керівництвом проф. А.Е.Сімсона брали участь професори В.Д.Сахаревич, В.І.Пелепейченко, С.А.Єрощенков, а також автор цього посібника.

Матеріали, які подані у даному навчальному посібнику, викладаються автором у трьох лекційних курсах: «Теорія і конструкція ДВЗ», «Теплосилові та теплоспоживаючі установки залізничного транспорту», «Методи математичного моделювання робочих процесів теплоенергетичних установок» для бакалаврів, студентів і магістрантів спеціальності «Теплоенергетика» спеціалізації «Теплоенергетика залізничного транспорту». Крім того, ці матеріали широко використовуються при керівництві курсовими та дипломними проектами.

1. МЕТОДИКА СПРОЩЕНОГО РОЗРАХУНКУ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДИЗЕЛЯ З ГТН

1.1. Розрахункова схема моделі ДВЗ. Мета й задачі розрахунку робочого процесу

Розрахунок робочого процесу у циліндрі ДВЗ передбачає послідовну сукупність розрахунків процесів стискування робочого тіла, горіння – розширення, випуску та наповнення циліндра. Останні два розрахунки називаються розрахунком газообміну в циліндрі ДВЗ.

Метою розрахунку є визначення параметрів стану робочого тіла в циліндрі за кутом повороту колінчастого вала φ , в результаті чого можна на стадії проектування ДВЗ у першому наближенні оцінити показники газообміну, індикаторні показники робочого циклу та ефективні показники ДВЗ. За даними розрахунку робочого процесу можна накреслити індикаторні діаграми процесу, за допомогою яких можна у подальшому проводити розрахунки динаміки та міцності ДВЗ.

Розрахункові схеми чотиритактного та двотактного дизелів з газотурбінним наддуванням та позначення параметрів показані відповідно на рис. 1.1 та 1.2.

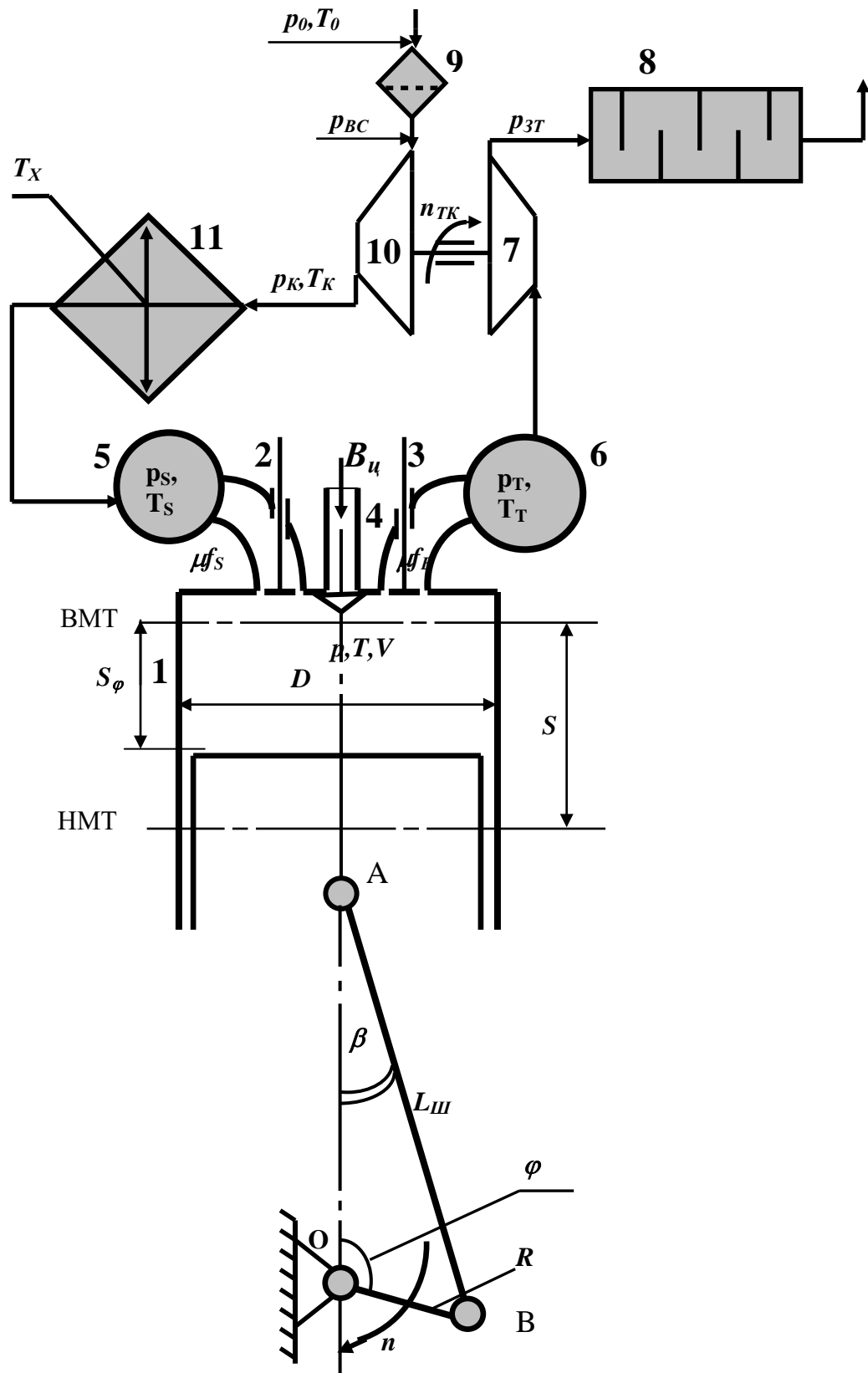


Рис.1.1. Розрахункова схема чотиритактного ДВЗ

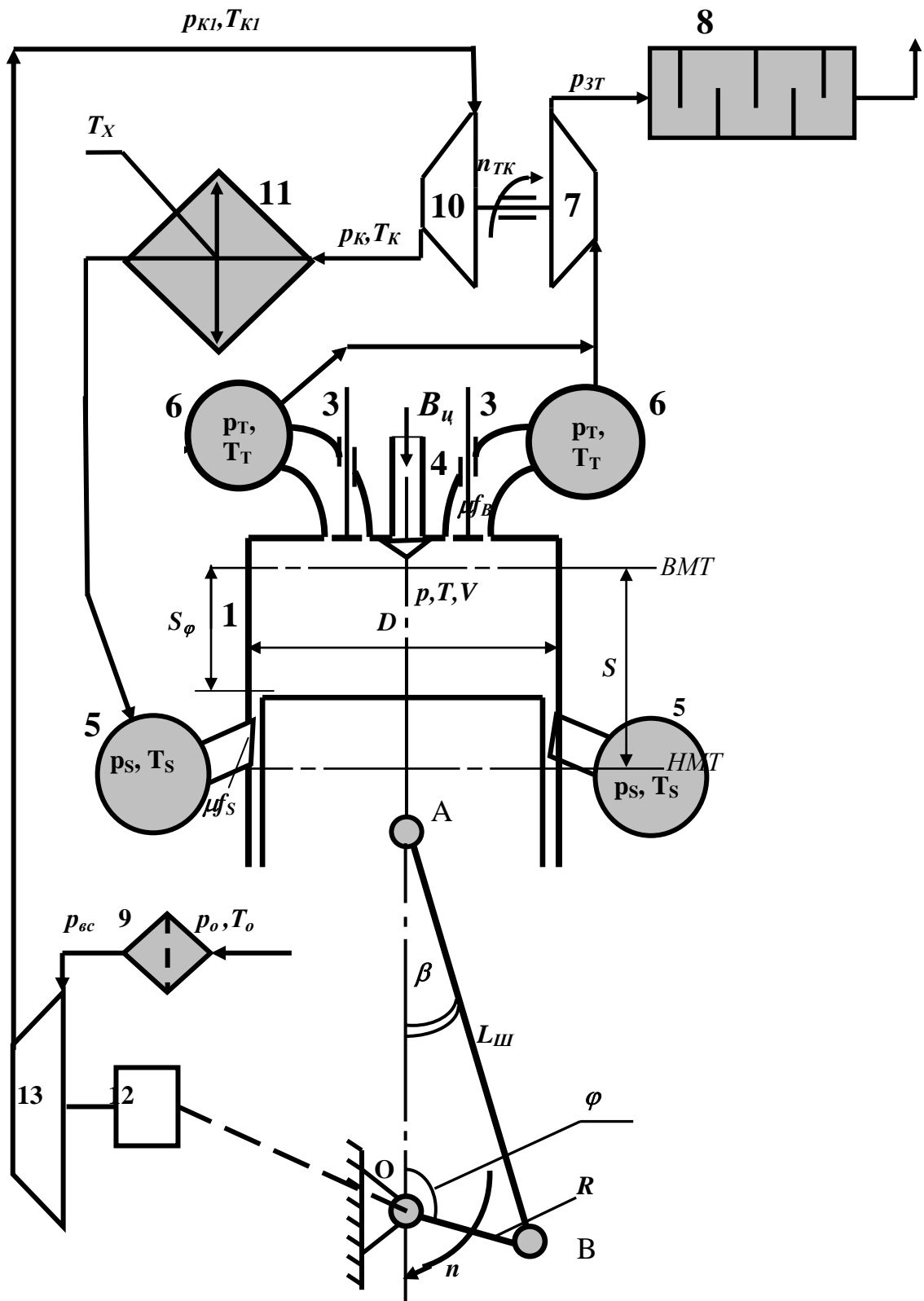


Рис.1.2. Розрахункова схема двотактного ДВЗ

Тут уведені такі позначення:

- 1- циліндр двигуна;
- 2- впускний клапан (їх може бути два);
- 3- випускний клапан (їх може бути два);
- 4- форсунка для впрыскування циклової порції палива $V_{ц}$;
- 5- впускний колектор (ресивер);
- 6- випускний колектор;
- 7- турбіна турбокомпресора (ТК);
- 8- глушник – іскрогасник;
- 9- фільтр для очистки повітря;
- 10- компресор ТК;
- 11- охолоджувач наддувного повітря (ОНП);
- 12- редуктор привода компресора першого ступеня (двотактний ДВЗ);
- 13- привідний компресор (двотактний ДВЗ за рис.1.2.)
 - p – тиск газів у циліндрі ДВЗ у даний момент часу, МПа;
 - T – температура газів у циліндрі ДВЗ у даний момент часу, К;
 - V – змінне значення об'єму циліндра ДВЗ у даний момент часу, м³;
 - D – діаметр циліндра, м;
 - S – хід поршня, м;
 - $L_{ш}$ – довжина шатуна, м;
 - R – радіус кривошипа, м;
 - φ - кут повороту колінчастого вала, гр. п.к.в.;
 - β - кут качання шатуна, гр. п.к.в.;
 - μf_S – ефективний прохідний переріз впускного клапана (впускних клапанів, якщо їх два) або вікон у даний момент часу, м²;
 - μf_B - ефективний прохідний переріз випускного клапана (випускних клапанів, якщо їх більше одного) або вікон у даний момент часу, м²;
 - $V_{ц}$ – циклова подача палива в один циліндр ДВЗ, кг/цикл;
 - p_S – тиск повітря у впускному колекторі, МПа;
 - T_S – температура повітря у впускному колекторі, К;
 - p_T – тиск випускних газів у випускному колекторі перед турбіною, МПа;

- T_T – температура газів у випускному колекторі перед турбіною, К;
- T_X – температура теплоносія, що охолоджує повітря, на вході у ОНП, К;
- p_K – тиск наддувного повітря після компресора, МПа (у двотактних ДВЗ це може бути тиск після привідного компресора другого ступеня);
- T_K – температура наддувного повітря після компресора ТК, К;
- p_{K1} – тиск наддувного повітря після компресора першого ступеня, МПа;
- T_{K1} – температура наддувного повітря після привідного компресора, К;
- p_{3T} – тиск газів після турбіни ТК, МПа;
- p_{BC} – тиск повітря на вході у компресор після повітряного фільтра, МПа;
- p_0 – тиск навколишнього повітря (атмосферний тиск), МПа;
- T_0 – температура навколишнього повітря, К;
- n_{TK} – частота обертання ротора ТК, хв^{-1} ;
- n – частота обертання колінчастого вала ДВЗ, хв^{-1} ;
- S_φ – змінний хід поршня за кутом повороту колінчастого вала, м;
- $ВМТ$ – внутрішня (верхня) мертва точка руху поршня;
- $НМТ$ – зовнішня (нижня) мертва точка руху поршня;
- A – циліндричний шарнір з'єднання поршня із шатуном (поршневий палець);
- B – циліндричний шарнір з'єднання шатуна із кривошипом (шатунний підшипник колінчастого вала);
- O – циліндричний шарнір з'єднання остова ДВЗ із кривошипом (корінний підшипник колінчастого вала).

При розрахунку відповідно схем, які наведені на рис. 1.1 та 1.2, не враховується вплив сусідніх циліндрів на процес у циліндрі, що розглядається. Припускається також, що $p_S, T_S, p_T, T_T = \text{const}$. В дійсності це не так, але для дизелів, у яких впускні та випускні колектори об'єднують усі циліндри, таке припущення не вносить у розрахунок суттєвих помилок. Якщо двигун має ім-

пульсну випускную систему з роздільним випуском газів із циліндрів у різні колектори, то необхідно вести паралельно розрахунки процесів у всіх циліндрах та у впускних та випускних колекторах. У цьому випадку $p_S, T_S, p_T, T_T = \text{var}$.

У результаті спрощеного розрахунку газообміну визначаються параметри робочого тіла (тиск та температура) на початку процесу стискування, а також показники газообміну, які характеризують його якість:

1. Коефіцієнт наповнення циліндра повітрям

$$\eta_{VS} = M_{cv} / M_{hs}, \quad (1.1)$$

де M_{cv} – кількість свіжого заряду циліндра, моль, $M_{cv} = \alpha M_0 B_{Ц}$;

α – коефіцієнт надлишку повітря;

M_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згорання одного кілограма рідкого палива, моль/кг;

$B_{Ц}$ – циклова подача палива в один циліндр, кг/цикл;

M_{hs} – потенціальний заряд циліндра, моль, $M_{hs} = p_S V_h / (8314 T_S)$;

V_h – робочий об'єм циліндра, м³, $V_h = (\pi D^2 / 4) \cdot S$;

D – діаметр циліндра, м;

S – хід поршня, м;

p_S – тиск повітря у впускному колекторі (ресивері), Па;

T_S – температура повітря у впускному колекторі (ресивері), К.

Коефіцієнт надлишку повітря α являє собою відношення дійсної кількості повітря у циліндрі ДВЗ до теоретично необхідної кількості для згорання 1 кг палива.

Коефіцієнт наповнення циліндра повітрям η_{VS} характеризує ступінь наповнення циліндра відносно умов у впускному колекторі (p_S, T_S). У чотиритактних дизелів $\eta_{VS} = 0,85 \dots 0,98$, у двотактних $\eta_{VS} = 0,65 \dots 0,8$ у залежності від ступеня наддування та частоти обертання колінчастого вала.

2. Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = M_{ocm} / M_{cv} = M_{ocm} / (\eta_{VS} \cdot M_{hs}), \quad (1.2)$$

де M_{ocm} – кількість залишкових газів у циліндрі, моль.

Коефіцієнт залишкових газів γ характеризує ступінь очищення циліндра від продуктів згоряння у процесі газообміну. У чотиритактних дизелів $\gamma=0,005\dots0,06$, у двотактних $\gamma=0,05\dots0,3$.

3. Коефіцієнт витоку продувного повітря

$$\nu = M_{yT} / M_S = (M_S - M_{ce}) / M_S = 1 - \eta_{VS} / \varphi_{np}, \quad (1.3)$$

де φ_{np} - коефіцієнт надлишку продувного повітря, $\varphi_{np}=M_S/M_{hS}$;
 M_S – кількість повітря, яка пройшла за цикл через впускні органи газорозподілу, моль;

M_{yT} – кількість повітря, яка пройшла транзитом через циліндр з впускного ресивера у випускний колектор при перекритті впускних та випускних клапанів або вікон, моль.

Коефіцієнт витоку продувного повітря ν характеризує ступінь продування циліндра повітрям. У чотиритактних дизелів $\nu = 0,03\dots0,16$, у двотактних $\nu = 0,15\dots0,3$.

4. Середній тиск насосних ходів p_{nx} у чотиритактних двигунів, кПа

$$p_{nx} = L_{nx} / V_h = \left(\int_{180}^{540} p \cdot dV \right) / V_h, \quad (1.4)$$

де L_{nx} – робота насосних ходів, кДж;
 V_h – робочий об'єм циліндра, м³.

Інтеграл від елементарної роботи $p \cdot dV$ визначається у межах кута повороту колінчастого вала від $\varphi = 180^\circ$ до $\varphi = 540^\circ$ п.к.в. Середній тиск насосних ходів p_{nx} характеризує роботу в одиниці робочого об'єму, яка витрачена (або у деяких випадках дизелів з ГТН набута) на здійснення газообміну у чотиритактних ДВЗ. У двотактних ДВЗ цю питому роботу визначає середній тиск привода нагнітача для продувки циліндрів.

У результаті розрахунку робочого циклу ДВЗ визначаються значення тиску та температури газів у циліндрі як у функції від

кута повороту колінчастого вала φ , так і у функції від об'єму циліндра V . Інтегрування функції $p=f(V)$ визначає індикаторну роботу циклу L_i . Остання є корисною механічною роботою, яка передається поршню та здійснює його рух. Крім того, визначаються індикаторні та ефективні показники робочого циклу ДВЗ.

1. Середній індикаторний тиск робочого циклу

$$p_i = L_i / V_h = \int p \cdot dV / V_h, \quad (1.5)$$

де інтеграл визначається по замкнутому контуру циклу стискування – горіння – розширення. Середній індикаторний тиск p_i характеризує питому індикаторну роботу циклу або ступінь форсування робочого процесу.

2. Індикаторний ККД

$$\eta_i = L_i / (B_{Ц} \cdot Q_n^p) = p_i \cdot V_h / (B_{Ц} \cdot Q_n^p), \quad (1.6)$$

де Q_n^p – нижча теплота згоряння робочої маси палива, кДж/(кг палива).

Індикаторний ККД η_i показує, яка частка теплоти, що виділилася при згорянні палива, перетворюється в механічну індикаторну роботу і характеризує ступінь досконалості робочого циклу ДВЗ.

Циклову подачу палива $B_{Ц}$, кг/цикл, можна визначити як

$$B_{Ц} = M_{св} / (\alpha \cdot M_0) = \eta_{VS} \cdot M_{hS} / (\alpha \cdot M_0) = p_S \cdot V_h \cdot \eta_{VS} / (8314 \cdot T_S \cdot \alpha \cdot M_0). \quad (1.7)$$

Тоді індикаторний ККД робочого циклу ДВЗ можна визначити як

$$\eta_i = 8,314 \cdot p_i \cdot T_S \cdot \alpha \cdot M_0 / (p_S \cdot \eta_{VS} \cdot Q_n^p). \quad (1.8)$$

Час одного робочого циклу ДВЗ у секундах можна визначити за зворотною від часу частотою обертання колінчастого вала n , хв^{-1} :

$$\tau_{\text{цикл}} = 30i/n, \quad (1.9)$$

де i – тактність ДВЗ. Для чотиритактних ДВЗ $i = 4$, для двотактних – $i = 2$.

Годинна витрата палива $B_{\text{год}}$, кг/год, може бути визначена як

$$B_{\text{год}} = 120V_{\text{ц}} \cdot n \cdot z / i, \quad (1.10)$$

де z – кількість циліндрів ДВЗ.

3. Індикаторна потужність ДВЗ N_i , кВт, - це індикаторна робота за одиницю часу:

$$N_i = L_i / \tau_{\text{цикл}} = p_i \cdot V_h \cdot n \cdot z / (30i), \quad (1.11)$$

де p_i береться у кілопаскалях.

4. Індикаторна питома витрата палива g_i , кг/(кВт·год), характеризує економічність індикаторного циклу ДВЗ:

$$g_i = B_{\text{год}} / N_i. \quad (1.12)$$

Якщо підставити вирази (1.10) та (1.11) у (1.12), то після декількох перетворювань, пов'язаних з множенням і чисельника й знаменника на Q_n^p , можна одержати такий вираз щодо g_i :

$$g_i = 3600 / (\eta_i \cdot Q_n^p). \quad (1.13)$$

Середній тиск втрат на створення газообміну у циліндрі $p_{\text{го}}$ дорівнює для чотиритактних ДВЗ середньому тиску насосних втрат $p_{\text{го}} = p_{\text{нх}}$, а у двотактних ДВЗ – середньому тиску втрат на привід механічного ступеня компресора $p_{\text{го}} = p_{\text{пр.к}}$. У підсумку із середнім тиском втрат на тертя $p_{\text{тер}}$, та із середнім тиском втрат на привід допоміжних механізмів $p_{\text{дон}}$. (паливних, водяних та масляних насосів, механізму газорозподілу, допоміжного електричного генератора і т.ін.) $p_{\text{го}}$ визначає середній тиск

механічних втрат p_{mex} . Кожен із цих середніх тисків визначається як частка від ділення відповідної роботи L на робочий об'єм V_h . Остаточно

$$p_{mex} = p_{тер} + p_{доп.} + p_{зо}. \quad (1.14)$$

Ці втрати в ланцюзі циліндр – кривошипно-шатунний механізм – фланець відбору потужності визначають ефективні показники ДВЗ:

5. Середній ефективний тиск робочого циклу ДВЗ:

$$p_e = p_i - p_{mex} = p_i \eta_{mex}. \quad (1.15)$$

6. Ефективна потужність ДВЗ, кВт, визначається за аналогією з (1.11), як:

$$N_e = p_e \cdot V_h \cdot n \cdot z / (30i). \quad (1.16)$$

7. Механічний ККД є часткою від ділення ефективної потужності на індикаторну:

$$\eta_{mex} = N_e / N_i = p_e / p_i. \quad (1.17)$$

8. Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год):

$$g_e = B_{зод} / N_e = g_i / \eta_{mex}. \quad (1.18)$$

9. Ефективний ККД дизеля

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{mex} = 3600 / (g_e \cdot Q_n^p). \quad (1.19)$$

Існує достатньо багато методів розрахунку робочого процесу ДВЗ. Їх можна поділити на газодинамічні та термодинамічні методи. Перші засновані на розв'язанні системи основних рівнянь газової динаміки: збереження маси, енергії та кількості руху. Але газодинамічні методи дуже складні та громіздкі і потребують великої кількості межових умов, спрощення котрих

приводить до втрати точності результатів розрахунку. Реалізація цих методів без швидкодіючих ЕОМ неможлива. Крім того, навіть за допомогою ЕОМ час розрахунку за цими методами триває багато годин. Дуже проблематично при цьому розв'язувати задачі оптимізації ряду параметрів ДВЗ. Термодинамічні методи засновані на рівняннях стану робочого тіла та збереження маси та енергії. Вони більш прості й доступні у інженерній практиці. Час їх реалізації на ЕОМ значно менш тривалий, ніж при використанні газодинамічних методів. Їх спрощені моделі можна використовувати навіть для розрахунків без ЕОМ за допомогою логарифмічних лінійок або кишенькових калькуляторів – міні-ЕОМ. При їх реалізації на швидкодіючих сучасних ПЕОМ типу ІВМ можна достатньо швидко розв'язувати такі задачі оптимізації ряду конструктивних параметрів ДВЗ, як ступінь стискування ε , фази газорозподілу, тип та розміри системи випуску, параметри турбіни та компресора ТК, рівень тиску наддувного повітря і т. ін. Сучасні термодинамічні методи також достатньо складні, але вони не потребують великої кількості межових умов. Для попередніх розрахунків у першому наближенні використовують спрощені термодинамічні методи розрахунку. Одним із таких методів є метод проф. В.І.Гриневецького.

1.2. Розрахунок робочого процесу ДВЗ за методом В.І.Гриневецького

В основі розрахунку робочого циклу за методом проф. В.І.Гриневецького лежить ідеальний термодинамічний цикл ДВЗ із змішаним підводом теплоти (цикл Сабате або цикл Тринклера). Цей цикл наведено на рис. 1.3, 1.4, але вже не в ідеальному вигляді, а зі спрощеним процесом газообміну для чотиритактних двигунів. При цьому зроблені такі припущення:

1. Робочим тілом є ідеальний газ (в дійсності повітря це двох-, а продукти згоряння – трьохатомні гази, які не є ідеальними);
2. Процес стискування є політропним процесом із постійним показником політропи $n_c = \text{const}$ (в дійсності при стискуванні

спочатку від нагрітих стінок циліндра, кришки та донця поршня йде теплопідведення до робочого тіла, а потім за рахунок стискування робоче тіло нагрівається і йде вже тепловідведення від робочого тіла до стінок. Тому показник політропи тут не може бути постійним, а є $n_c = \text{var}$);

3. Згоряння починається у ВМТ у точці c (у дійсності дещо раніше на $2...7^\circ$ п.к.в. у точці n);

4. Підведення теплоти при згорянні палива проводиться частково на ділянці $c-z'$ при $V = \text{const}$ (q_1') та частково на ділянці $z-z'$ при $p = \text{const}$ (q_1''). Підведена теплота на усій ділянці $c-z'-z$ оцінюється коефіцієнтом ефективного виділення теплоти ξ , який можна визначити як

$$\xi = (q_1' + q_1'') / (B_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{н}}^p) = Q_{cz'z} / (B_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{н}}^p) = 0,7 \dots 0,85. \quad (1.20)$$

При цьому витрати через стінки, які оточують циліндр, до систем охолодження та змазування на ділянці $c-z'-z$ не розглядаються. Вони умовно враховуються на ділянці розширення $z-\epsilon$;

5. Зміна числа молів робочого тіла, як результат згоряння, умовно повністю закінчується у точці z , не дивлячись на те, що ще не все паливо на цей час згоріло. Зміна числа молів робочого тіла у циліндрі характеризується коефіцієнтом молекулярної зміни β ;

6. Процес розширення у циліндрі є політропним процесом з постійним показником політропи $n_p = \text{const}$ та із незмінною кількістю робочого тіла (у дійсності $n_p = \text{var}$ та кількість робочого тіла дещо змінюється за рахунок догоряння палива на лінії розширення та завдяки витоку дуже малої кількості газу через компресійні поршневі кільця до картера);

7. Різниця ідеального робочого циклу від реального враховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми, який для чотиритактних ДВЗ складає $\mu = 0,95 \dots 0,97$. Ця різниця показана на рис.1.3 точками. У двотактних ДВЗ $\mu = 1,05 \dots 1,1$;

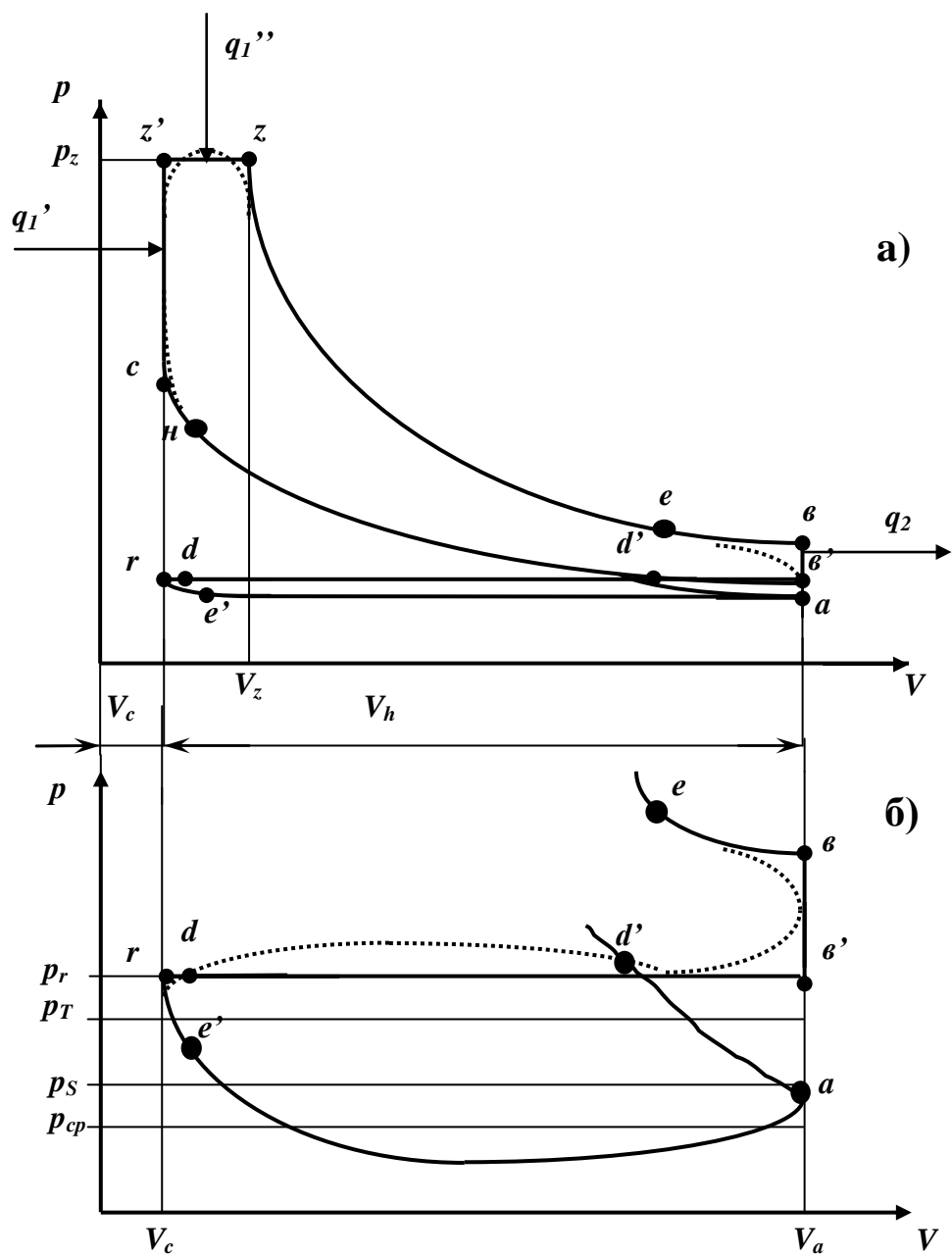


Рис. 1.3. Індикаторні діаграми спрощеного ідеального циклу:
 а - повного процесу чотиритактного дизеля;
 б - процесу газообміну у чотиритактному ДВЗ;
 точками показано протікання реального процесу в циліндрі

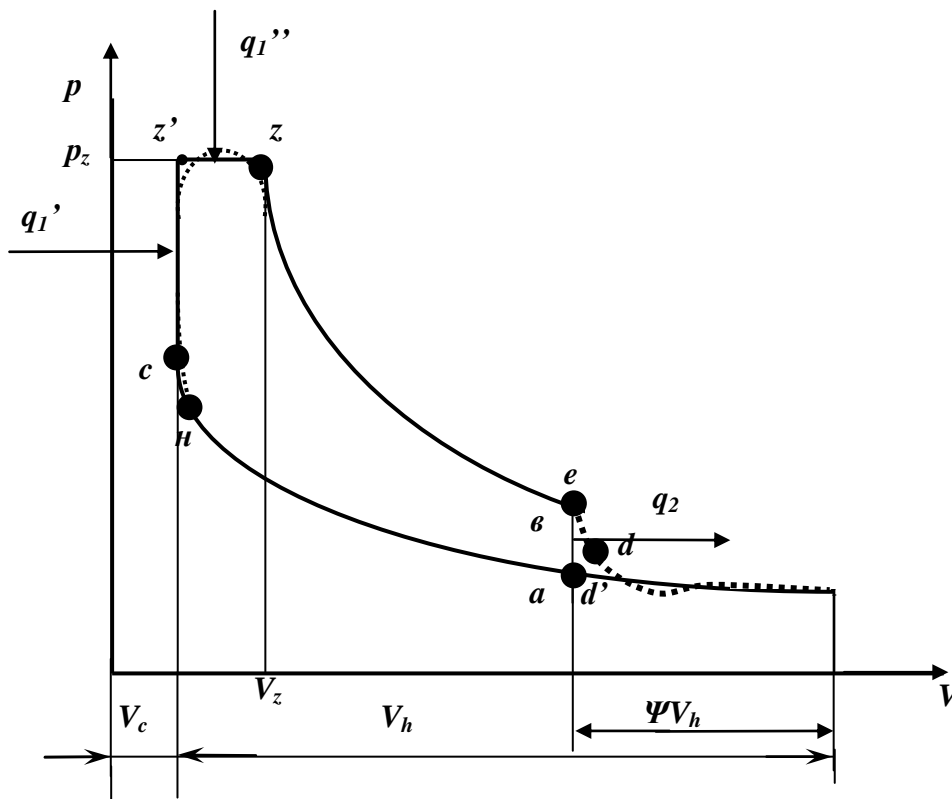


Рис. 1.4. Індикаторні діаграми спрощеного ідеального циклу двотактного дизеля; точками показано протікання реального процесу в циліндрі

8. У чотиритактних ДВЗ процес випуску починається (процес розширення закінчується) у НМТ у точці v (у дійсності він закінчується у точці e - момент відкриття випускних клапанів). Потім випуск йде у дві стадії: ізохорний процес $v-v'$ і ізобарний процес $v-r$ при $p_r = \text{const}$ і закінчується у ВМТ у точці r (у дійсності – у точці e');

У двотактних ДВЗ (див. рис. 1.4) процес випуску починається (процес розширення закінчується) у точці v , яка співпадає із реальною фазою відкриття випускних вікон або клапанів точкою e . При цьому газ значно недорозширюється у циліндрі;

9. У чотиритактних ДВЗ процес наповнення циліндра свіжим зарядом починається у точці r (у дійсності дещо раніше у точці d). Процес наповнення циліндра закінчується (процес стискування починається) у НМТ в умовній точці a (у дійсності - в момент закриття впускних клапанів у точці d'). Тиск у циліндрі в процесі наповнення приймається за постійну величину, яка дорівнює деякому середньому значенню p_{cp} , яке визначається при спрощеному розрахунку процесу наповнення. Тиск у точці a оцінюється як середнє арифметичне між тиском у впускній системі p_s та середнім тиском наповнення p_{cp} . Процеси при перекритті впускних та випускних клапанів не розглядаються. Інтенсивність продування при розрахунку задається коефіцієнтом витoku продувного повітря ν .

У двотактних ДВЗ процес продувки циліндра свіжим зарядом закінчується у точці a , яка співпадає із реальною фазою закриття продувних вікон d' , яка визначає частку втраченого ходу ψ . При цьому тиск у точці a можна приблизно прийняти для непрямоточних схем продувки, як $p_a = (p_s + p_T)/2$, а для прямоточних схем, як $p_a = p_s - \Delta p_{en}$. Останній параметр є гідравлічною втратою впускних вікон і в залежності від частоти обертання колінчастого вала її можна прийняти $\Delta p_{en} = 3 \dots 7$ кПа.

1.3. Вихідні дані щодо спрощеного розрахунку робочого процесу дизеля з ГТН

1. Позначення ДВЗ по ДСТ. Наприклад, *6ЧН12 /14*, де на першому місці цифра 6 означає число циліндрів $z=6$, потім буква *Ч* означає, що дизель чотиритактний (якщо двотактний, то буква *Д*), буква *Н* означає, що дизель із наддуванням. Далі цифри *12* та *14* відповідно є величинами у сантиметрах діаметра циліндра та ходу поршня.
2. Геометрична ступінь стискування $\varepsilon = V_a/V_c$.
3. Дійсна ступінь стискування для двотактних ДВЗ

$$\varepsilon_{\partial} = (V_a - \psi V_h)/V_c$$
4. Частка втраченого ходу для двотактних ДВЗ ψ .

5. Довжина шатуна $L_{ш}$, м.
6. Частота обертання колінчастого вала дизеля n , хв^{-1} .
7. Коефіцієнт надлишку повітря α у циліндрі дизеля.
8. Максимальний тиск згоряння p_z , МПа.
9. Тиск наддувного повітря після компресора перед ОНП p_K , МПа.
10. Тиск повітря після привідного компресора для двотактних ДВЗ p_{KI} , МПа.
11. Коефіцієнт витoku продувального повітря ν .
12. Частина залишкових газів у суміші з повітрям у ВМТ газообміну x .
13. Коефіцієнтом ефективного виділення теплоти ξ на дільниці $c-z'-z$.
14. ККД компресора ТК η_K .
15. ККД турбіни ТК η_T .
16. ККД привідного компресора для двотактних ДВЗ η_{KI} .
17. Теплова ефективність ОНП E .
18. Температура охолоджуючого теплоносія у ОНП T_X , К.
19. Тиск газів за турбіною ТК p_{3T} , МПа.
20. Гідравлічні втрати на вході в компресор ТК Δp_{BC} , МПа.
21. Гідравлічні втрати у випускних клапанах Δp_B , МПа.
22. Гідравлічні втрати у ОНП Δp_{OX} , МПа.
23. Температура випускних газів перед турбіною ТК у першому наближенні T_T , К.
24. Механічний ККД дизеля $\eta_{мех}$.

Крім того, для чотиритактних ДВЗ необхідно знайти середню за такт наповнення ефективну площу перерізу впускних клапанів. Для цього потрібно знати фази відкриття φ_d та закриття φ_d' впускних клапанів та значення площ у квадратних метрах їх ефективних прохідних перерізів впускного клапана (або впускних клапанів, якщо їх два) μf_s від моменту відкриття і далі у кожному значенні φ ° п.к.в. до моменту їх закриття. Такі дані можна отримати у результаті продувки клапанів при різних значеннях їх відкриття, або розрахунковим засобом, як це наведено у [1, с. 66-73].

1.4. Попередні допоміжні розрахунки

Для проведення розрахунку робочого процесу необхідно провести деякі попередні розрахунки та навести деякі загальні принципи та залежності, за допомогою яких у подальшому будуть розраховуватись однотипні параметри для усіх ділянок робочого циклу ДВЗ.

1.4.1. Визначення теоретично необхідної та дійсної кількості повітря для згоряння одиниці маси або об'єму палива

Для виконання цього та наступного підрозділів потрібні знання з дисципліни “Паливо та основи теорії горіння”.

Для згоряння одного кілограма рідкого палива теоретично необхідна мольна кількість повітря, моль пов./кг пал., визначається як

$$M_o = (C / 12 + H / 4 - O / 32) / 0,21, \quad (1.21)$$

де C , H , O – відповідно частки вуглецю, водню та кисню у робочій масі дизельного рідкого палива, $C = 0,86$, $H = 0,13$, $O = 0,01$.

Для згоряння 1 м^3 газоподібного палива теоретично необхідна кількість повітря, $\text{м}^3 \text{ пов.} / \text{м}^3 \text{ пал.}$, визначається як

$$V_o = [0,5(CO' + H_2') + \Sigma(n + m/4)C_nH_m' - O_2'], \quad (1.22)$$

де CO' , H_2' , C_nH_m' , O_2' - об'ємні частки компонентів газоподібного палива.

Дійсну кількість повітря, яка потрібна для згоряння одиниці маси або об'єму палива і повинна увійти в циліндр дизеля при наповненні, як свіжий заряд, можна визначити, знаючи коефіцієнт надлишку повітря α :

$$M_{cv} = \alpha M_o, \quad (1.23)$$

$$V_{cv} = \alpha V_o. \quad (1.24)$$

1.4.2. Визначення хімічного коефіцієнта молекулярної зміни

У процесі горіння палива змінюється число молів робочого тіла. Ця зміна характеризується хімічним коефіцієнтом молекулярної зміни β_o :

$$\beta_o = M'' / M_{ce}, \quad (1.25)$$

де M'' - число молів продуктів згорання;

M_{ce} - число молів свіжого заряду.

Для дизельного палива

$$\beta_o = 1 + (H/4 + O/32) / (\alpha M_o). \quad (1.26)$$

Для газоподібного палива

$$\beta_o = 1 - [0,5(CO' + H_2') - \Sigma(m/n - 1)C_nH_m] / (1 + \alpha M_o). \quad (1.27)$$

Для газодизельного циклу

$$\beta_o = 1 + [b(H/4 + O/32) - 0,5(CO' + H_2') - \Sigma(m/n - 1)C_nH_m] / [1 + \alpha(V_o + bM_o)], \quad (1.28)$$

де $b = V_3 / V_\Gamma$,

V_3 - циклова порція запального рідкого палива, кг;

V_Γ - циклова порція газового палива, моль.

З урахуванням залишкових газів повний коефіцієнт молекулярної зміни у циліндрі ДВЗ має бути визначеним як

$$\beta = (M'' + M_{ocm}) / (M_{ce} + M_{ocm}) = (\beta_o + \gamma) / (1 + \gamma) = 1 + (\beta_o - 1) / (1 + \gamma), \quad (1.29)$$

де γ - коефіцієнт залишкових газів за формулою (1.2).

1.4.3. Визначення теплоємності робочого тіла

Теплоємність робочого тіла у розрахунку робочого процесу ДВЗ потрібна для визначення показників адіабат повітря та продуктів згоряння при розрахунку процесів у ТК та процесу стискування. Крім того, вони потрібні при визначенні внутрішньої енергії повітря та продуктів згоряння у процесі горіння – розширення та ентальпії повітря та продуктів згоряння при розгляданні внутрішнього теплового балансу. Оскільки кількість робочого тіла при розрахунках робочих процесів ДВЗ традиційно прийнято оцінювати у молях, то у подальшому буде визначатися питома мольна теплоємність μc . У загальному випадку теплоємність залежить від температури, тиску і складу робочого тіла. Залежність від тиску дуже слабка, тому цією залежністю у подальшому будемо знехтувати. Що стосується складу, то тут теплоємність треба визначати у залежності від об'ємної частки окремих складових робочого тіла. При цьому стан робочого тіла змінюється при згорянні. До згоряння це повітря з дуже малою часткою залишкових газів, впливом яких можна знехтувати. Після згоряння до складу робочого тіла входять надлишкове повітря (азот N_2 та кисень O_2), оксиди CO та двооксиди CO_2 вуглецю та водяна пара H_2O . Причому у теорії ДВЗ прийняте повне згоряння палива у дизельних двигунах і тому тут відсутні оксиди вуглецю (насправді якась невелика частка CO у продуктах згоряння дизелів існує). Частки інших компонентів у продуктах згоряння ДВЗ настільки малі, що їх впливом на теплоємність можна знехтувати. Визначення часток складових продуктів згоряння надавалося при вивченні дисципліни “Паливо та теорія горіння”. Але у запропонованій спрощеній методиці розрахунку робочого циклу при заданому значенні коефіцієнта надлишку повітря α для визначення мольних теплоємностей на практиці достатньо використовувати емпіричні залежності значень теплоємності від температури, котра найбільш суттєво на них впливає. Як правило, мольна ізохорна теплоємність повітря та продуктів згоряння у робочому для ДВЗ інтервалі температур залежить від температури по закону, який близький до лінійного:

$$\mu c_v = a + vT. \quad (1.30)$$

При визначенні внутрішньої енергії та ентальпії робочого тіла потрібно знати середню мольну теплоємність:

$$\mu c_{vm} = a + (v/2)T. \quad (1.31)$$

Ізобарна мольна теплоємність:

$$\mu c_p = \mu c_v + \mu R, \quad (1.32)$$

де μR – універсальна газова постійна, $\mu R = 8,314$ кДж/(кмоль·К).

Показник адіабати:

$$k = \mu c_p / \mu c_v = 1 + 8,314 / \mu c_v. \quad (1.33)$$

Емпіричні залежності типу (1.30) для повітря та продуктів згоряння надані багатьма авторами. Найбільш влучно працює універсальна залежність, яка запропонована проф. М.М.Глаголевім [1,3]:

$$\mu c_v = 19,84 + 1,632/\alpha + (427 + 184,36/\alpha)10^{-5}T. \quad (1.34)$$

Ця залежність придатна як для продуктів згоряння, так і для повітря. В останньому випадку $\alpha = \infty$. Тоді

$$\mu c_v = 19,84 + 427 \cdot 10^{-5}T. \quad (1.35)$$

Відповідно середні теплоємності дорівнюють:

- для продуктів згоряння

$$\mu c_{vm} = 19,84 + 1,632/\alpha + (213,5 + 92,18/\alpha)10^{-5}T; \quad (1.36)$$

- для повітря

$$\mu c_{vm} = 19,84 + 213,5 \cdot 10^{-5}T. \quad (1.37)$$

1.4.4. Визначення поточного об'єму циліндра при зміні кута повороту колінчастого вала

Згідно зі схемою, яка наведена на рис.1.5, поточний об'єм циліндра ДВЗ можна уявити у вигляді

$$V_j = V_c + V_\varphi, \quad (1.38)$$

де V_c – незмінна частина поточного об'єму - об'єм камери згоряння, $V_c = V_h / (\varepsilon - 1)$;

ε - ступінь стискування;

V_φ - змінна частина поточного об'єму, $V_\varphi = (\pi D^2 / 4) S_\varphi$;

S_φ – поточний хід поршня, м.

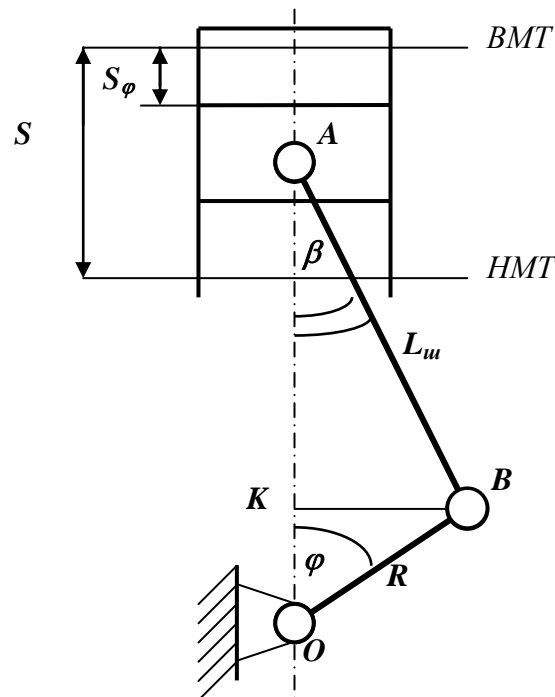


Рис.1.5. Розрахункова схема до розрахунку поточних об'ємів циліндра

Якщо рахувати зміну ходу поршня не від його верхнього зрізу, а від точки А з'єднання поршня з шатуном, то, виходячи із розглядання трикутників АВК і ОКВ, можна визначити, що

$$S_{\varphi} = (L_{ш} + R) - (R \cos \varphi + L_{ш} \cos \beta) = R[(1 + L_{ш}/R) - (\cos \varphi + (L_{ш}/R) \cos \beta)] = \\ = R[1 + 1/\lambda_k - (\cos \varphi + \cos \beta / \lambda_k)], \quad (1.39)$$

де R – радіус кривошипа, $R = S/2$;

$L_{ш}$ – довжина шатуна;

λ_k – кінематичний параметр КШМ, $\lambda_k = R/L_{ш}$.

Виходячи з того, що катет КВ є спільним для трикутників ОКВ і АКВ, можна визначити, що $KB = R \cdot \sin \varphi = L_{ш} \cdot \sin \beta$, а $\sin \beta = \lambda_k \cdot \sin \varphi$, звідки

$$\cos \beta = (1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{0,5}. \quad (1.40)$$

Підставивши (1.40) у (1.39), одержимо

$$S_{\varphi} = S \cdot \{1 + 1/\lambda_k - [\cos \varphi + (1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{0,5} / \lambda_k]\} / 2. \quad (1.41)$$

Тоді змінна частина поточного об'єму циліндра:

$$V_{\varphi} = 0,5 V_h \cdot \{1 + 1/\lambda_k - [\cos \varphi + (1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{0,5} / \lambda_k]\}. \quad (1.42)$$

Остаточно з урахуванням (1.38) поточний об'єм циліндра:

$$V_j = V_h \cdot \{1/(\varepsilon - 1) + 0,5 \cdot \{1 + 1/\lambda_k - [\cos \varphi + (1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{0,5} / \lambda_k]\}\} \quad (1.43)$$

або

$$V_j = V_c \cdot \{1 + 0,5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \{1 + 1/\lambda_k - [\cos \varphi + (1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \varphi)^{0,5} / \lambda_k]\}\}. \quad (1.44)$$

Розрахунок за допомогою мікрокалькуляторів за формулами (1.38), (1.42), (1.43) або (1.44) зручно вести у табличній формі (див. табл. 1.1), змінюючи значення кута повороту колінчастого вала через 10° п.к.в. Враховуючи періодичність зміни об'єму циліндра за кутом повороту колінчастого вала можна

розраховувати значення об'єму тільки у межах $0...180^\circ$ п.к.в. За допомогою табл. 1.1 у подальшому можна накреслити індикаторну діаграму робочого процесу у циліндрі ДВЗ у $p - V$ координатах. При розрахунку двотактних ДВЗ третій та четвертий стовпці у табл. 1.1 відсутні.

Таблиця 1.1

Форма таблиці для зручності розрахунку поточного об'єму циліндра ДВЗ

φ °п.к.в.	φ °п.к.в.	φ °п.к.в.	φ °п.к.в.	$\cos\varphi$	$\sin\varphi$	$V_\varphi, \text{м}^3$	$V_j, \text{м}^3$
0	360	360	720				
10	350	370	710				
20	340	380	700				
.	.	.	.				
.	.	.	.				
.	.	.	.				
.	.	.	.				
.	.	.	.				
160	200	520	560				
170	190	530	550				
180	180	540	540				

1.4.5. Визначення середнього значення ефективного прохідного перерізу впускних клапанів

Ефективним прохідним перерізом μf будь-якого отвору називається добуток коефіцієнта витрати μ на величину площі геометричного прохідного перерізу отвору f . Коефіцієнт витрати μ є відношенням дійсної витрати газу через отвір до теоретичної. Він враховує втрати на відрив потоку від стінок отвору, на удар, на тертя, на завихрення і т. ін. В залежності від ступеня відкриття клапанів або вікон коефіцієнт витрати змінюється у межах $\mu=0,5...1$. При малих підйомах клапанів $h_{кл}$ $\mu \approx 1$ ($\mu \approx 0,97...0,99$). При великих $h_{кл}$ μ зменшується ($\mu \approx 0,5...0,65$). Іноді у розрахунках нехтують різницею значень коефіцієнтів витрат, приймаючи їх

постійними величинами ($\mu_{вип} \approx 0,7$ для випускних клапанів та $\mu_s \approx 0,75$ для впускних). Більш надійно отримувати одразу значення добутку μf експериментальним шляхом обробки результатів продування кришок циліндрів. Для визначення середнього значення ефективного прохідного перерізу впускних клапанів $(\mu f_s)_{cp}$ треба накреслити графік $\mu f_s = f(\varphi)$, як це показано на рис. 1.6. Потім криву μf_s в інтервалі від ВМТ до НМТ треба поділити на 18 ділянок і на кожній ділянці знайти середнє арифметичне значення ефективного прохідного перерізу $\mu f_{s\ cp\ i}$. І тоді величину середньоінтегрального значення ефективного прохідного перерізу впускних клапанів $(\mu f_s)_{cp}$ можна буде визначити за формулою

$$(\mu f_s)_{cp} = \frac{\sum (\mu f_s)_{cp\ i}}{18}. \quad (1.45)$$

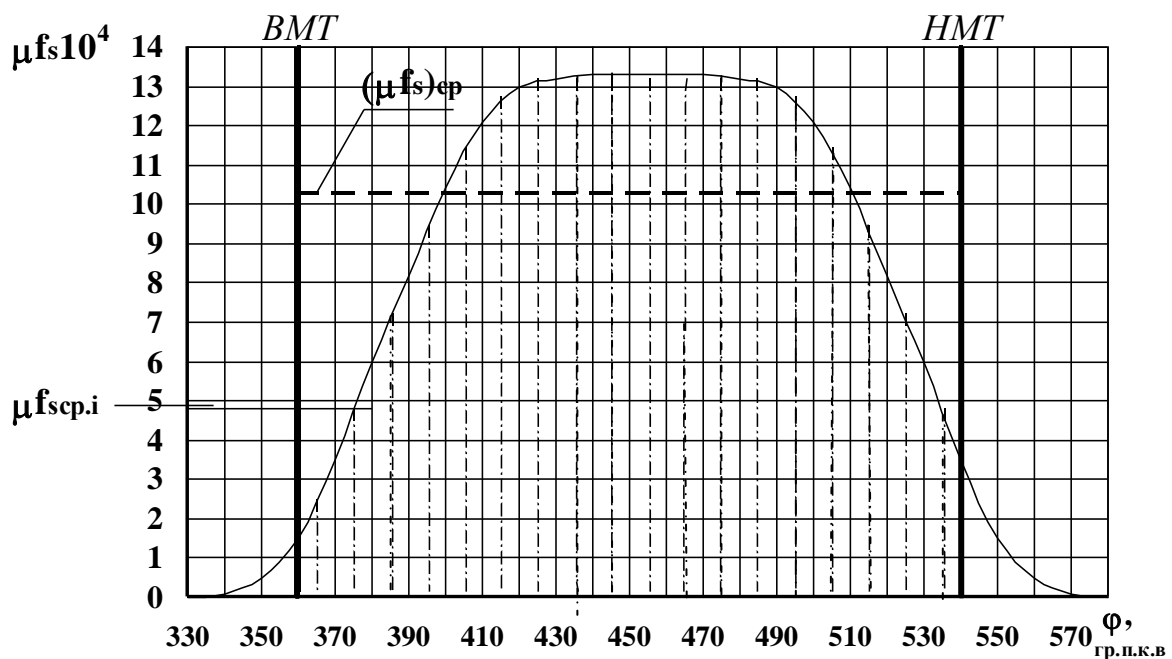


Рис. 1.6. До розрахунку середнього ефективного прохідного перерізу впускних клапанів

1.4.6. Визначення тиску випускних газів p_T у випускному колекторі перед турбіною

В основі визначення середнього тиску випускних газів у випускному колекторі перед турбіною лежить рівняння потужностей турбіни та компресора турбокомпресора

$$N_K = N_T. \quad (1.46)$$

Якщо розкрити значення потужностей, то можна одержати

$$G_S H_{Kad.} / \eta_K = G_T H_{Tad.} \eta_T, \quad (1.47)$$

де G_S та G_T – відповідно витрати повітря через компресор та випускних газів через турбіну, кг/с;

$H_{Kad.}$ – питома адіабатна робота, яка затрачена на стискування 1 кг повітря у компресорі, кДж/кг;

$H_{Tad.}$ – питома адіабатна робота розширення 1 кг випускних газів у турбіні;

η_K, η_T – відповідно ефективні ККД компресора та турбіни (з урахуванням механічного ККД ТК).

Підставивши у (1.47) значення питомих адіабатних робіт, як для ідеальних газів, і переходячи від секундних витрат до мольних витрат за робочий цикл ДВЗ, можна отримати таке рівняння:

$$8314 M_S T_{ol} [\pi_K^{(k-1)/k} - 1] k / (k-1) / \eta_K = 8314 M_T T_{II} [1 - 1 / \pi_T^{(k_T-1)/k_T}] \eta_T k_T / (k_T - 1), \quad (1.48)$$

де M_S, M_T – відповідно кількість молів повітря, що пройшли через компресор, та продуктів згоряння, що пройшли через турбіну, за один робочий цикл дизеля, моль/цикл;

k, k_T – відповідно показники адіабати повітря та продуктів згоряння;

π_K – ступінь стискування повітря у компресорі;

π_T – ступінь розширення газів у турбіні

$$\pi_K = p_K / p_{BC}, \quad (1.49)$$

$$\text{де } p_{BC} = p_o - \Delta p_{BC}, \quad (1.50)$$

де Δp_{BC} – втрата тиску на вході у компресор, $\Delta p_{BC} = 2 \dots 5$ кПа.

$$\pi_T = p_T / p_{3T}, \quad (1.51)$$

$$\text{де } p_{3T} = p_o + \Delta p_{3T}, \quad (1.52)$$

де Δp_{3T} – втрата тиску у глушнику ДВЗ, $\Delta p_{3T} = 3 \dots 8$ кПа.

Якщо прийняти, що $M_T = M'' + M_{YT}$, то тоді з формули (1.48) з урахуванням (1.51) маємо:

$$\left(\frac{p_{3T}}{p_T} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} = 1 - \frac{1}{\eta_T \eta_K} \cdot \frac{M_S}{M'' + M_{YT}} \cdot \frac{T_o}{T_T} \cdot \frac{k(k_T-1)}{k_T(k-1)} \cdot \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (1.53)$$

Уведемо поняття підсумковий коефіцієнт надлишку повітря

$$\alpha_\Sigma = \alpha / (1 - \nu), \quad (1.54)$$

який характеризує кількість повітря у випускному колекторі, яка відрізняється від кількості повітря у циліндрі на величину витoku при продуванні циліндра. Тут ν - коефіцієнт витoku продувного повітря. Тоді відношення M_T / M_S можна навести у вигляді:

$$\frac{M'' + M_{YT}}{M_S} = \frac{M''}{M_S} + \frac{M_{YT}}{M_S} = \frac{M''(1-\nu)}{M_{cв}} + \nu = \beta_o(1-\nu) + \nu.$$

З урахуванням виразу (1.26) можна отримати коефіцієнт молекулярної зміни з умов у випускному колекторі перед турбіною β_{oT} :

$$\beta_o(1-\nu)+\nu = 1-\nu + (H/4 + O/32)/(\alpha_{\Sigma}M_o)+\nu = \beta_{oT}.$$

Тоді остаточно з виразу (1.53) маємо:

$$p_T = p_{3T} \cdot e^{kT \cdot \ln U / (kT-1)}, \quad (1.55)$$

де

$$U = \left[1 - \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{k(k_T-1)T_o}{k_T(k-1)T_T \cdot \beta_{oT} \cdot \eta_K \cdot \eta_T} \right]^{-1}. \quad (1.56)$$

Рівняння (1.55), яке включає у себе вираз (1.56), називається рівнянням Рато. Показник адіабати повітря k визначається за формулою (1.33). При цьому істинна теплоємність береться при температурі $T_o=293\text{K}$ за формулою (1.35). Практично $k = 1,4$. Показник адіабати k_T також визначається за формулою (1.33). Теплоємність береться за формулою (1.34) при температурі T_T . Остання береться у першому наближенні.

1.5. Методика спрощеного розрахунку газообміну у чотиритактному ДВЗ

Метою розрахунку процесу газообміну є визначення параметрів робочого тіла у точці a (див. рис.1.3) на початку процесу стискування, а саме температури T_a і тиску p_a . Останній визначається як

$$p_a = 0,5(p_{cp} + p_s), \quad (1.57)$$

де p_{cp} - середній тиск повітря у циліндрі при його наповненні;

p_s - тиск повітря у впускній системі після ОНП згідно з розрахунковою схемою, яка наведена на рис. 1.1, можна визначити як

$$p_s = p_K - \Delta p_{OX}, \quad (1.58)$$

де Δp_{OX} – втрати тиску у ОНП. Якщо ОНП відсутній, то $p_s = p_K$.

Таким чином, для визначення тиску p_a треба спочатку визначити тиск p_{cp} .

1.5.1. Визначення температури робочого тіла в циліндрі ДВЗ наприкінці наповнення у НМТ (у точці a)

Температуру робочого тіла наприкінці наповнення T_a визначають, виходячи з балансу повних ентальпій. Ентальпія робочого тіла у точці a складається з ентальпії свіжого повітряного заряду та з ентальпії залишкових газів:

$$H_a = H_{св.а} + H_{ост а} . \quad (1.59)$$

Якщо розкрити значення ентальпій, то можна отримати:

$$(M_{св.} + M_{ост}) \mu_{ср а} \cdot T_a = M_{св.} \mu_{ср св.} (T_S + \Delta T) + M_{ост} \mu_{ср ост} T'_{ост} . \quad (1.60)$$

Аналізуючи значення $\mu_{ср}$ з урахуванням (1.32) можна зробити висновок, що при різницях ізохорних теплоємностей ізобарні теплоємності завдяки постійній добавці 8,314 відрізняються у меншому ступені й обидві частини рівняння (1.60) можна поділити на $\mu_{ср}$. Тоді одержимо

$$T_a(1 + \gamma) = T_S + \Delta T + \gamma \cdot T'_{ост}, \quad (1.61)$$

де ΔT - підігрів заряду при наповненні;

T_S - температура повітря у впускному ресивері після ОНП;

$T'_{ост}$ - температура залишкових газів у результаті їх розширення у циліндрі від p_r до p_a .

$$T'_{ост} = T_{ост} (p_a / p_r)^{(m-1)/m}, \quad (1.62)$$

де $m = 1,4 \dots 1,45$;

$T_{ост}, p_r$ - відповідно температура та тиск залишкових газів у точці r наприкінці процесу випуску.

Температуру повітря T_S у впускному колекторі (ресивері) можна визначити, знаючи температуру повітря після компресора T_K , теплову ефективність ОНП E та температуру охолоджувального теплоносія T_X .

$$T_K = T_o [1 + (\pi_K^{(k-1)/k} - 1) / \eta_{Kad}], \quad (1.63)$$

де η_{Kad} – адіабатний ККД компресора, $\eta_{Kad} = 0,98 \eta_K$.

$$T_S = T_K - E(T_K - T_X). \quad (1.64)$$

Підігрів заряду при наповненні ΔT складається з підігріву за рахунок теплопідведення від стінок циліндра $\Delta_T T$ та з підігріву за рахунок гальмування потоку повітря наприкінці наповнення (втрата кінетичної енергії потоку) $\Delta T_{кін}$:

$$\Delta T = \Delta_T T + \Delta T_{кін}. \quad (1.65)$$

При цьому $\Delta_T T = (3...12)K$ у залежності від часу контакту повітря із стінками циліндра, а отже, від частоти обертання колінчастого вала ДВЗ. Чим більшою є частота обертання n , тим меншим буде підігрів $\Delta_T T$.

$$\Delta T_{кін} = T_S [(p_a / p_{cp})^{(kS-1)/kS} - 1]. \quad (1.66)$$

Остаточно з рівняння (1.61) визначаємо температуру заряду наприкінці наповнення

$$T_a = (T_S + \Delta T + \gamma \cdot T'_{ост}) / (1 + \gamma). \quad (1.67)$$

1.5.2. Визначення середнього тиску заряду у циліндрі ДВЗ при наповненні

Як випливає з виразу (1.57), потрібне значення тиску наприкінці процесу наповнення p_a може бути визначеним при відомому значенні середнього тиску у циліндрі p_{cp} . Останнє знайдемо з рівняння, яке характеризує кількість молів свіжого

заряду у циліндрі $M_{св}$. Ця величина може бути визначена, як підсумок кількості молів, що надійшла у циліндр у процесі наповнення $M_{св.нап}$ та кількості молів, що надійшла у циліндр при його продуванні $M_{св.пр}$.

$$M_{св} = M_{св.нап} + M_{св.пр}, \quad (1.68)$$

$$M_{св.нап} = p_{cp} \cdot V_{нап} / (8314 T_{S \min}), \quad (1.69)$$

де $T_{S \min}$ – температура повітря у мінімальному перерізі потоку, який входить у циліндр

$$T_{S \min} = T_S (p_{cp} / p_S)^{(k_S - 1) / k_S}, \quad (1.70)$$

$V_{нап}$ – об'єм повітря, яке увійшло у циліндр ДВЗ при наповненні, м³

$$V_{нап} = (\mu f_S)_{cp} w_{S \ cp} \Delta \tau, \quad (1.71)$$

де $w_{S \ cp}$ – середня швидкість потоку повітря, яке входить у циліндр при його наповненні, м/с

$$w_{S \ cp} = \{ 2RT_S [1 - (p_{cp} / p_S)^{(k_S - 1) / k_S}] k_S / (k_S - 1) \}^{0,5}, \quad (1.72)$$

$\Delta \tau$ - тривалість наповнення за часом, якщо рахувати його від ВМТ до НМТ

$$\Delta \tau = \Delta \varphi / n / 6 = 180 / n / 6 = 30 / n. \quad (1.73)$$

З урахуванням (1.70)...(1.73) остаточно рівняння (1.69) має вигляд:

$$M_{св.нап} = \frac{p_{cp}}{8314 T_S \left(\frac{p_{cp}}{p_S} \right)^{\frac{k_S - 1}{k_S}}} (\mu f_S)_{cp} \frac{30}{n} \cdot \sqrt{2RT_S \frac{k_S}{k_S - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{cp}}{p_S} \right)^{\frac{k_S - 1}{k_S}} \right]} \quad (1.74)$$

Кількість молів повітря, яка увійшла у циліндр ДВЗ при його продуванні, можна уявити як

$$M_{св.пр.}=(1-x)p_r V_c/(8314T_S), \quad (1.75)$$

де $(1-x)p_r$ – парціальний тиск повітря у ВМТ при продуванні циліндра;

x - частка продуктів згоряння у циліндрі при положенні поршня у ВМТ при газообміні. Для ДВЗ без продування циліндра $x=1$, і тоді $M_{св.пр.}=0$;

p_r – тиск газів у циліндрі на такті випуску

$$p_r=p_T+\Delta p_B, \quad (1.76)$$

де Δp_B – гідравлічні втрати газів у випускних клапанах.

З іншого боку, кількість молів свіжого заряду $M_{св.}$ (повітря), яка увійшла у циліндр при його наповненні, виходячи з рівняння (1.1) можна визначити через коефіцієнт наповнення та потенціальний заряд:

$$M_{св.}=\eta_{vs} M_{hs}=\eta_{vs} p_S V_c/(8314T_S). \quad (1.77)$$

У рівнянні (1.74) можна згрупувати усі відомі величини

$$a_S = \frac{30 p_S (\mu f_S)_{cp}}{n} \sqrt{\frac{2R}{T_S} \cdot \frac{k_S}{k_S - 1}} \quad (1.78)$$

та отримати такий вираз:

$$M_{св.нап} = a_S \left(\frac{p_{cp}}{p_S} \right)^{\frac{1}{k_S}} \cdot \sqrt{\left[1 - \left(\frac{p_{cp}}{p_S} \right)^{\frac{k_S - 1}{k_S}} \right]} \quad (1.79)$$

Якщо підставити (1.75), (1.77) та (1.79) у рівняння (1.68), помножити усі складові на 8314, врахувати, що $V_c=V_h/(\varepsilon - 1)$ та

згрупувати зліва усі члени, які мають невідому величину p_{cp} , можна остаточно одержати:

$$\left(\frac{p_{cp}}{p_s}\right)^{\frac{1}{k_s}} \cdot \sqrt{\left[1 - \left(\frac{p_{cp}}{p_s}\right)^{\frac{k_s-1}{k_s}}\right]} = \frac{[\eta_{vs}(\varepsilon-1)p_s - (1-x)p_r] \cdot V_h}{T_s(\varepsilon-1)a_s} \quad (1.80)$$

Рівняння (1.80) містить у собі невідому величину p_{cp} у неявному вигляді. Тому його можна розв'язати тільки методом послідовних наближень, алгоритм якого для програмування на ПЕОМ відомий. Якщо задача розв'язується не за допомогою ПЕОМ, то для розв'язання рівняння (1.80) можна запропонувати графоаналітичний метод, який прискорює це розв'язання. Для цього ліву частину, яка містить невідому величину, визначимо, як $A_{p_{cp}}$. Праву частину, яка складається із відомих членів прорахуємо та одержимо якусь константу B . Далі накреслимо графік $A_{p_{cp}}=f(p_{cp})$, форма якого наведена на рис. 1.7. При цьому будемо задавати значення p_{cp} через рівні інтервали. Далі проведемо константу $B=const$ до перерізу з кривою $A_{p_{cp}}=f(p_{cp})$. Точка перерізу і є функцією при шуканому значенні p_{cp} .

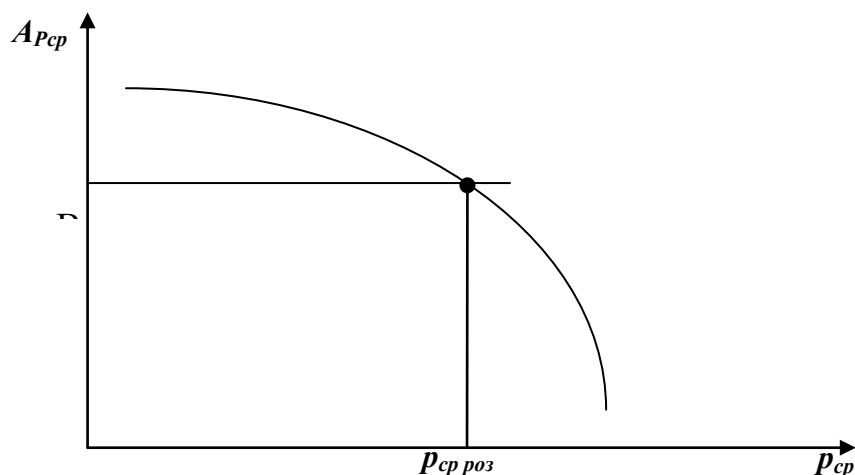


Рис. 1.7. Схема визначення значення середнього тиску при наповненні циліндра ДВЗ

1.5.3. Визначення коефіцієнтів наповнення та залишкових газів

Ентальпія суміші газів дорівнює підсумку ентальпій окремих її компонентів. Враховуючи припущення п.9, можна розглянути стан суміші (1.60) наприкінці наповнення у точці a .

Враховуючи рівняння (1.62) та виразивши кількість молів M з термодинамічного рівняння стану (Менделєєва – Клапейрона) можна визначити

$$\frac{p_a V_a}{8314 T_a} T_a = \eta_{vs} \frac{p_S V_h}{8314 T_S} (T_S + \Delta T) + \frac{x p_r V_c}{8314 T_{ocm}} T_{ocm} \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (1.81)$$

З урахуванням, що $V_a / V_c = \varepsilon$ та $V_h / V_c = \varepsilon - 1$, можна поділити обидві частини рівняння (1.81) на V_c .

Тоді

$$p_a \varepsilon = \eta_{vs} (\varepsilon - 1) (T_S + \Delta T) p_S / T_S + x p_r (p_a / p_r) (p_a / p_r)^{-1/m}. \quad (1.82)$$

Звідси

$$\eta_{vs} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_S} \cdot \frac{T_S}{T_S + \Delta T} \left[1 - \frac{x}{\varepsilon} \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (1.83)$$

Вираз (1.83) у літературі називається формулою Дмитрієвського.

За визначенням коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = M_{ocm} / M_{cv},$$

$$\text{де } M_{ocm} = x p_r V_c / (8314 T_{ocm}), \quad (1.84)$$

$$M_{cv} = \eta_{vs} M_{hs} = \eta_{vs} p_S \cdot V_h / (8314 T_S). \quad (1.85)$$

Враховуючи, що $V_h / V_c = \varepsilon - 1$ та поділивши (1.84) на (1.85) остаточно одержимо вираз щодо коефіцієнта залишкових газів:

$$\gamma = \frac{1}{\eta_{vs}} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{x p_r T_S}{p_S T_{ост}} \quad (1.86)$$

1.5.4. Алгоритм розрахунку процесу газообміну

1. Спочатку визначаються після попередніх розрахунків $V_c, V_h, V_a, (\mu f_S)_{cp}$ (формула (1.45)), p_T (1.55), p_S (1.58), T_K (1.63), T_S (1.64), p_r (1.76);
2. Згідно з формулами (1.33), (1.35) знаходиться показник адиабати k_S повітря при температурі T_S ;
3. За формулою (1.78) визначають комплекс a_S ;
4. Якщо розрахунок виконується не на ПЕОМ, то підготовляється графік $A_{p_{cp}} = f(p_{cp})$. При цьому p_{cp} змінюється у менший бік від p_S через 0,005 МПа до величини, яка дорівнює $0,8p_S$;
5. Задаються у першому наближенні середнім тиском повітря при наповненні $p_{cp1} = k_{cp} p_K = (0,85 \dots 0,93) p_K$;
6. Вибирають температуру залишкових газів $T_{ост} = 850 \dots 900$ К;
7. Вибирають підігрів заряду при наповненні від нагрітих стінок циліндра $\Delta_T T = 5 \dots 17$ К (при $n = 2000 \dots 3000$ хв⁻¹ – $5 \dots 6$ К, при $n = 350 \dots 550$ К – $15 \dots 17$ К);
8. За формулою (1.57) визначають тиск наприкінці наповнення p_a ;
9. За формулою (1.62) визначають температуру залишкових газів наприкінці наповнення $T'_{ост}$;
10. За формулою (1.66) визначають підігрів заряду від гальмування потоку повітря наприкінці наповнення $\Delta T_{кин}$ та за формулою (1.65) повний підігрів заряду ΔT ;
11. За формулою (1.83) визначають коефіцієнт наповнення η_{vs} ;
12. За формулою (1.86) уточнюють коефіцієнт залишкових газів γ ;
13. За формулою (1.67) визначають температуру заряду наприкінці наповнення T_a ;

14. Визначають праву частину формули (1.80) – константу B ;
15. За графоаналітичним методом, як це показано на рис. 1.7, розв'язується рівняння (1.80) і визначається наступне наближення значення середнього тиску у циліндрі ДВЗ під час наповнення p_{cpj+1} ;
16. Визначають відносну різницю між p_{cpj} та p_{cpj+1} , як $\delta_p = \text{abs}(p_{cpj+1} - p_{cpj}) / p_{cpj}$;
17. Якщо $\delta_p > 0,01$, то $p_{cpj} = p_{cpj+1}$, і починаючи з п. 8 розрахунок повторюють до збігання наближень p_{cp} або до $\delta_p < 0,01$;
18. Визначають приблизну величину середнього тиску насосних ходів:

$$p_{nx} = p_{cp} - p_r ; \quad (1.87)$$

19. Визначають витрату повітря за формулою

$$G_S = 28,93 \frac{\eta_{vs} \cdot M_{hs} \cdot z \cdot n}{(1-\nu)30i} = \frac{28,93}{30 \cdot 8314} \cdot \frac{\eta_{vs} \cdot p_S \cdot V_h \cdot z \cdot n}{T_S (1-\nu)i} =$$

$$= 1,16 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\eta_{vs} \cdot p_S \cdot V_h \cdot z \cdot n}{T_S (1-\nu)i}, \quad (1.88)$$

де ν, z, i – вихідні дані для розрахунку.

Для зручності перевірки правильності розрахунку результати розрахунку процесу газообміну можна занести у табл. 1.2.

Таблиця 1.2

Форма таблиці результатів розрахунку процесу газообміну

p_K бар	p_S бар	p_T бар	p_r бар	p_{cp} бар	p_a бар	T_K K	T_S K	T_a K	η_{vs}	γ	p_{nx} бар	G_S кг/с

При використанні ПЕОМ визначення p_{cp} за формулою (1.80) можна рекомендувати з таким коректуванням:

5. Задаються у першому наближенні середнім тиском повітря при наповненні $p_{cp1} = k_{cp} p_K = (0,85 \dots 0,93) p_K$ та $p_{cp2} = p_{cp1} + 0,001$, МПа;
15. Знаходять $A_{P_{cp1}} = f_1(p_{cp1} / p_S)$; далі визначають різницю $\Delta_1 = A_{P_{cp1}} - B$; потім те ж саме визначають для $A_{P_{cp2}} = f_1(p_{cp2} / p_S)$ та $\Delta_2 = A_{P_{cp2}} - B$; далі визначають $p_{cpnp} = p_{cp1} - (p_{cp2} - p_{cp1}) \cdot \Delta_1 / (\Delta_2 - \Delta_1)$; потім проводять переприсвоєння: $p_{cp1} = p_{cp2}$; $p_{cp2} = p_{cpnp}$;
16. Проводять перевірку. Якщо $ABS(p_{cp1} - p_{cp2}) > 0,000001$ МПа, то починаючи з п. 8, розрахунок повторюють до збігання наближень p_{cp} .

1.6. Оцінка параметрів наприкінці газообміну у двотактних ДВЗ

При розрахунку двотактних ДВЗ формула (1.49) має вигляд

$$\pi_K = p_K / p_{KI}.$$

Крім того, у формулі (1.53) замість T_o треба підставити T_{KI} , яка за аналогією з (1.63) визначається як

$$T_{KI} = T_o [1 + (\pi_{KI}^{(k-1)/k} - 1) / \eta_{KIad}],$$

а також замість k при T_o підставити k_{KI} при T_{KI} .

У формулі (1.63) також замість T_o треба підставити T_{KI} і замість k підставити k_{KI} .

Значення p_a треба визначати, як це вказано у п.9 розд. 1.2.

Підігрів заряду при наповненні ΔT для визначення T_a за формулою (1.67) складається тільки з підігріву за рахунок теплопідведення від стінок циліндра $\Delta_7 T$. Також у цій формулі треба замість $T'_{ост}$ підставляти $T_{ост}$.

У формулах (1.83) та (1.86) замість геометричного ступеня стискування ε брати дійсний ступінь ε_d (див. п.3 розд. 1.3) з урахуванням втраченого ходу поршня.

1.7. Розрахунок процесу стискування

Метою розрахунку процесу стискування є визначення параметрів у циліндрі ДВЗ наприкінці процесу стискування у точці c p_c , T_c , а також визначення індикаторної діаграми цього процесу $p=f_1(\varphi)$, $T=f_2(\varphi)$, $p=f_3(V)$, $T=f_4(V)$.

Для проведення розрахунку задаються у першому наближенні температурою наприкінці процесу стискування $T_{cj}=850\dots950$ К. Далі визначають середню температуру у процесі стискування $T_{сж}$.

$$T_{сж}=0,5(T_c+T_a). \quad (1.89)$$

За середньою температурою визначають теплоємність повітря за формулою (1.35) та показник адіабати процесу стискування k_c за формулою (1.33). Середній показник політропи процесу стискування дещо менший за показник адіабати:

$$n_c=k_c-\Delta n_c, \quad (1.90)$$

де $\Delta n_c=0,01\dots0,04$. Для чотиритактних ДВЗ треба брати менші значення (0,01), для двотактних – більші.

Далі визначається наступне наближення температури повітря наприкінці процесу стискування

$$T_{cj+1}=T_a\varepsilon^{nc-1}. \quad (1.91)$$

Розрахунок ведеться до збігання наближень T_c у межах одного градуса, після чого визначають:

а) тиск робочого тіла наприкінці процесу стискування

$$p_c=p_a\varepsilon^{nc}; \quad (1.92)$$

б) залежності поточних значень p_j та T_j від кута повороту колінчастого вала та від величини поточного об'єму циліндра V_j у процесі стискування визначаються за формулами:

$$p_j = p_a(V_a / V_j)^{nc}; \quad (1.93)$$

$$T_j = T_a(V_a / V_j)^{nc-1}. \quad (1.94)$$

При розрахунку двотактних ДВЗ у формулах (1.91) та (1.92) треба замість геометричного ступеня стискування ε брати дійсний ступінь ε_∂ (див. п.3 розд. 1.3) з урахуванням втраченого ходу поршня.

Розрахунок за допомогою мікрокалькуляторів за формулами (1.93), (1.94) зручно вести у табличній формі (табл. 1.3), змінюючи значення кута повороту колінчастого вала через 10° п.к.в. у межах $540 \dots 720^\circ$ п.к.в. для чотиритактних ДВЗ та у межах $\varphi_d \dots 360^\circ$ п.к.в. для двотактних ДВЗ. Значення поточних об'ємів циліндрів у залежності від кута обертання колінчастого вала береться з табл. 1.1. За даними табл.1.3 у подальшому можна накреслити індикаторну діаграму робочого процесу стискування заряду у циліндрі ДВЗ у $p - V$ координатах.

Таблиця 1.3

Форма таблиці до розрахунку поточних параметрів у процесі стискування

$\varphi,^\circ$ п.к.в	$V_j,$ $м^3$	$p_j,$ МПа	$T_j,$ К	$\varphi,^\circ$ п.к.в	$V_j,$ $м^3$	$p_j,$ МПа	$T_j,$ К
540				640			
550				650			
560				660			
570				670			
580				680			
590				690			
600				700			
610				710			
620				720			
630							

1.8. Розрахунок процесу ефективного згоряння

Метою цього розрахунку є визначення параметрів робочого тіла наприкінці процесу ефективного згоряння (точка z на рис.1.3, 1.4).

У циліндр дизеля вприскується за один цикл $V_{Ц}$, кг, палива. При цьому при згорянні цієї циклової порції палива до робочого тіла підводиться наступна загальна кількість теплоти, кДж/цикл

$$Q_{z2} = V_{Ц} Q_n^p. \quad (1.95)$$

За методикою проф. В.І.Гриневецького при прийнятій схематизації робочого процесу (див. рис. 1.3, 1.4) з цієї загальної кількості теплоти до початку процесу розширення робочого тіла виділяється тільки її частка (70...85%). Решта теплоти виділяється у процесі розширення при зниженні тиску і збільшенні площі поверхні, що обмежує порожнину циліндра ДВЗ. При збільшенні цієї площі збільшуються теплові втрати через стінки циліндра. Тому горіння на дільниці розширення z - v називають неефективним. Горіння на дільниці c - z' - z називають ефективним, тому що воно зосереджене у камері згорання при мінімальній площі поверхні стінок циліндра і, як наслідок, при мінімальних втратах теплоти. Припущенням методики Гриневецького є перенос обліку невеликих втрат теплоти з дільниці c - z' - z на дільницю z - v . Це пов'язано з неможливістю при обробці результатів експерименту розділити підсумкові втрати теплоти по дільницях. Ще одним припущенням є те, що повна молекулярна зміна у методиці Гриневецького закінчується у точці z , хоча згорання ще продовжується на дільниці розширення. Таким чином, на дільниці c - z' - z підсумкова кількість теплоти, яка підведена до робочого тіла, визначається за формулою

$$Q_{c-z'-z} = \xi V_{Ц} Q_n^p, \quad (1.96)$$

де $\xi = 0,7 \dots 0,85$ – коефіцієнт ефективного виділення теплоти, який визначається за опитними даними і є вихідним даним у цьому розрахунку.

Ця кількість теплоти згідно першого закону термодинаміки витрачається на підвищення внутрішньої енергії робочого тіла й на механічну роботу руху поршня:

$$Q_{c-z'-z} = U_z - U_c + L, \quad (1.97)$$

де U_z – внутрішня енергія робочого тіла у точці z ,

$$U_z = M_z \mu c_{vmz} T_z;$$

U_c – внутрішня енергія робочого тіла у точці c ,

$$U_c = M_c \mu c_{vmc} T_c;$$

$$M_z = \beta M_c;$$

де β – коефіцієнт молекулярної зміни у циліндрі ДВЗ;

$M_c = M_a$ – кількість молів робочого тіла наприкінці стискування (витоком повітря при стискуванні, згорянні та розширенні через компресійні кільця поршня нехтують). Кількість молів робочого тіла у циклі ДВЗ до початку згоряння визначимо як

$$M_c = M_{c0}(1 + \gamma) = \alpha M_o(1 + \gamma) B_{ц}; \quad (1.98)$$

L – механічна робота на дільниці $c - z' - z$:

$$L = p_z(V_z - V_c). \quad (1.99)$$

Вираз (1.99) можна дещо перетворити, враховуючи, що за рівнянням стану ідеального газу

$$p_z V_z = 8,314 M_z T_z = 8,314 \beta \alpha M_o(1 + \gamma) B_{ц} T_z, \quad (1.100)$$

$$p_z V_c = \lambda p_c V_c = \lambda 8,314 \beta \alpha M_o(1 + \gamma) B_{ц} T_c, \quad (1.101)$$

де λ – ступінь підвищення тиску при згорянні, $\lambda = p_z / p_c$.

Тоді

$$L = 8,314 \beta \alpha M_o(1 + \gamma) B_{ц} T_z - \lambda 8,314 \beta \alpha M_o(1 + \gamma) B_{ц} T_c. \quad (1.102)$$

Розкривши значення внутрішніх енергій, підставивши (1.98) і (1.102) у (1.97) та поділивши обидві частини (1.97) на (1.98), остаточно одержимо

$$\xi Q_n^p / [\alpha M_o (1 + \gamma)] = \beta (\mu c_{vmz} + 8,314) T_z - (\mu c_{vmc} + \lambda \cdot 8,314) T_c. \quad (1.103)$$

Рівняння (1.103) по відношенню до невідомої температури згоряння T_z є квадратним тому, що T_z згідно з (1.36) визначає μc_{vmz} .

Тому, перетворюючи (1.103) з урахуванням (1.36) для μc_{vmz} та (1.37) для μc_{vmc} до канонічного вигляду, одержимо:

$$a T_z^2 + v T_z - c = 0, \quad (1.104)$$

$$\text{де } a = \beta (213,7 + 92,18/\alpha) \cdot 10^{-5}, \quad (1.105)$$

$$v = \beta (28,154 + 1,632/\alpha), \quad (1.106)$$

$$c = [(19,84 + 213,7 \cdot 10^{-5} T_c) + 8,314 \lambda] T_c + \xi Q_n^p / [\alpha M_o (1 + \gamma)]. \quad (1.107)$$

Розв'язуючи квадратне рівняння (1.104) з урахуванням (1.105), (1.106) та (1.107), визначають температуру T_z .

У різних випадках вихідним даним для цього розв'язання є або максимальний тиск згоряння p_z , або ступінь підвищення тиску при згорянні λ , який характеризує жорсткість роботи ДВЗ. При розгляданні робочого процесу дизельного двигуна коефіцієнт молекулярної зміни β визначається за формулою (1.29).

Для визначення об'єму циліндра у точці z V_z введемо поняття ступеня попереднього розширення $\rho = V_z / V_c$. Тоді

$$V_z = \rho V_c. \quad (1.108)$$

Величину ρ можна визначити, записавши рівняння стану робочого тіла для точок z і c , а потім поділивши перше на друге:

$$p_z V_z = 8,314 M_z T_z, \quad (1.109)$$

$$p_c V_c = 8,314 M_c T_c. \quad (1.110)$$

Поділивши (1.109) на (1.110) отримаємо:

$$\frac{p_z}{p_c} \cdot \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_z}{M_c} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

або

$$\lambda \cdot \rho = \beta \cdot T_z / T_c.$$

Звідки остаточно

$$\rho = \beta \cdot T_z / T_c / \lambda. \quad (1.111)$$

Таким чином, визначивши при заданому p_z , T_z і V_z , можна переходити до розрахунку процесу розширення (дільниця $z - \epsilon$ індикаторної діаграми ідеального процесу, як на рис. 1.3, 1.4).

1.9. Розрахунок процесу розширення робочого тіла у циліндрі ДВЗ

Від точки z до точки ϵ індикаторної діаграми (рис. 1.3, 1.4) починається дільниця, яка відповідає процесу розширення робочого тіла у циліндрі ДВЗ. У цьому процесі продовжується горіння з виділенням теплоти

$$Q_{z\epsilon} = (1 - \xi) B_{\text{Ц}} Q_n^p. \quad (1.112)$$

Також у процесі розширення протікає інтенсивний теплообмін зі стінками циліндра, куди втрачається теплота

$$Q_T = W_{z-p} B_{\text{Ц}} Q_n^p, \quad (1.113)$$

де W_{z-p} – відносні підсумкові втрати теплоти при горінні – розширенні на дільниці $c - z - \epsilon$ згідно з прийнятим вище припущенням. Звичайно $W_{z-p} = 0,05 \dots 0,15$. При великих значеннях частоти обертання колінчастого вала це менші цифри, при малих – більші.

У результаті теплота, яка у підсумку підводиться до робочого тіла на дільниці $z - \epsilon$, визначається за формулою

$$Q_{z-\epsilon} = (1 - \xi - W_{z-p}) B_{Ц} Q_H^p. \quad (1.114)$$

Виходячи з першого закону термодинаміки, ця теплота витрачається на зміну внутрішньої енергії робочого тіла та на механічну роботу корисного руху поршня на дільниці $z - \epsilon$:

$$Q_{z-\epsilon} = U_\epsilon - U_z + L_{z-\epsilon}, \quad (1.115)$$

де внутрішні енергії

$$U_\epsilon = \beta M_c \mu c_{vm\epsilon} T_\epsilon, \quad (1.116)$$

$$U_z = \beta M_c \mu c_{vmz} T_z \quad (1.117)$$

та робота розширення

$$L_{z-\epsilon} = \frac{8,314 \cdot \beta \cdot M_c \cdot T_c}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right), \quad (1.118)$$

де δ – геометрична ступінь розширення,

$$\delta = V_\epsilon / V_z = V_a / V_z = \epsilon / \rho;$$

n_p – показник політропи розширення.

Підставивши (1.114), (1.116), (1.117), (1.118) з урахуванням (1.98) у (1.115) та поділивши обидві частини рівняння на (1.98), одержимо:

$$\frac{Q_H^p (1 - \xi - W_{\Gamma-p})}{\beta \alpha M_o (1 + \gamma)} = \mu c_{vm\epsilon} \cdot T_\epsilon - \mu c_{vmz} \cdot T_z + \frac{8,314 T_z}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) \quad (1.119)$$

Рівняння (1.119) включає дві невідомі величини: температуру наприкінці розширення T_ϵ та показник політропи розширення n_p .

Тому потрібно ще одне рівняння, яким може бути вираз зв'язку температур у політропному процесі:

$$T_6 = T_z / \delta^{n_p - 1} \quad (1.120)$$

Рівняння (1.119) та (1.120) є трансцендентними тому, що невідоме n_p входить до показника ступеня. Такі рівняння можна розв'язувати лише методами послідовних наближень. Після розв'язання системи з цих рівнянь, знаючи n_p та T_6 , треба визначити тиск газів у циліндрі наприкінці розширення p_6 :

$$p_6 = p_z / \delta^{n_p} . \quad (1.121)$$

Але, якщо розрахунок робиться без допомоги ПЕОМ, методи послідовних наближень займають багато часу, тому тут можна запропонувати графоаналітичний метод розв'язання системи рівнянь (1.119) та (1.120). Він містить в собі те, що рівняння (1.119) записують у вигляді:

$$A + B = C, \quad (1.122)$$

$$\text{де } A = \mu c_{vm6} T_6; \quad (1.123)$$

$$B = 8,314 T_z (1 - 1/\delta^{n_p - 1}) / (n_p - 1); \quad (1.124)$$

$$C = \mu c_{vmz} T_z + Q_n^p (1 - \xi - W_{z-p}) / [\beta \alpha M_o (1 + \gamma)]. \quad (1.125)$$

Рівняння (1.122) сумісно з рівнянням (1.120) дозволяють знайти для фіксованих значень показника політропи n_p у діапазоні $n_p = 1, 2 \dots 1,28$ з інтервалом $\Delta n_p = 0,01$ функціональну залежність $(A+B) = f(n_p)$. Розрахунок цієї функції зручно звести до табл. 1.4.

При визначенні теплоємності μc_{vm6} треба використати формулу (1.36), підставивши туди температуру T_6 .

За даними табл. 1.4 треба накреслити графік $(A+B) = f(n_p)$ (див. рис. 1.8). Потім на осі $(A+B)$ знаходять C та проводять пряму лінію $C = const$. Точка перерізу константи C з кривою $(A+B)$ вкаже на показник політропи n_p , що шукається.

Таблиця 1.4

Форма таблиці до визначення показника політропи процесу розширення

n_p	δ^{n_p-1}	T_6, K	$\mu_{с_{vт6}}, \text{кДж}/(\text{кмоль}\cdot K)$	A	B	$A+B$
1,2						
1,21						
1,22						
1,23						
1,24						
1,25						
1,26						
1,27						
1,28						

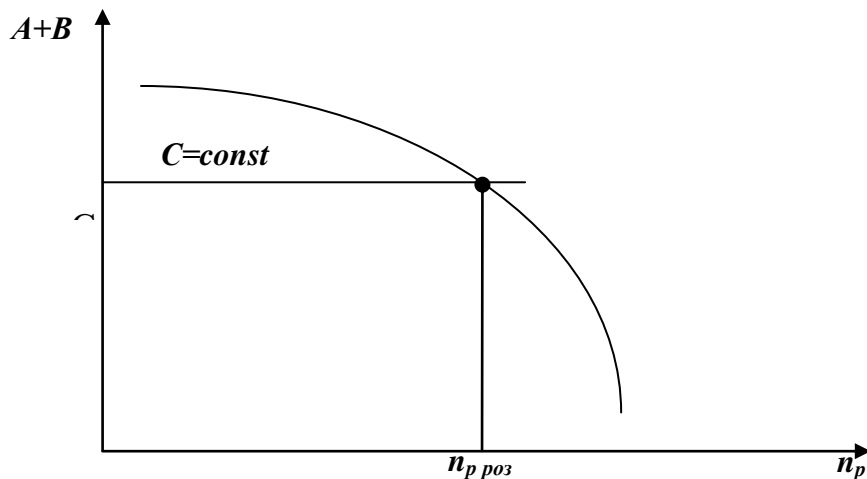


Рис.1.8. До визначення показника політропи процесу розширення

Після визначення показника політропи розширення треба спочатку за формулами (1.120) та (1.121) знайти параметри наприкінці процесу T_6 та p_6 , а потім визначити залежності p_j та T_j від кута повороту колінчастого вала та від величини об'єму циліндра, які можна отримати за формулами:

$$p_j = p_z / (V_j / V_z)^{n_p}, \quad (1.126)$$

$$T_j = T_z / (V_j / V_z)^{n_p-1}. \quad (1.127)$$

Розрахунок зручно вести у табл.1.5

При розрахунку двотактного ДВЗ розрахунок треба вести до кута повороту колінчастого вала φ_e .

При використанні ПЕОМ визначення n_p за формулами (1.120), (1.121) ведуть ітераційним методом.

Таблиця 1.5

Розрахунок поточних параметрів у процесі розширення

$\varphi,^\circ$ п.к.в	$V_j,$ $м^3$	$p_j,$ МПа	$T_j,$ К	$\varphi,^\circ$ п.к.в	$V_j,$ $м^3$	$p_j,$ МПа	$T_j,$ К
φ_z	V_z			100			
20				110			
30				120			
40				130			
50				140			
60				150			
70				160			
80				170			
90				180			

Значення поточних об'ємів у функції від кута повороту колінчастого вала у табл.1.5 переносяться відповідно до значення кута з табл.1.1. Треба пам'ятати, що φ_z може бути і більш ніж 20° або 30° п.к.в.

1.10. Визначення індикаторних та ефективних показників робочого циклу ДВЗ

1.10.1. Індикаторна робота циклу ДВЗ

Індикаторну роботу ДВЗ для обраного ідеального циклу (див. рис. 1.3, 1.4) можна уявити як підсумок

$$L_i = L_{c-z} + L_{z-b} - L_{a-c}, \quad (1.128)$$

де робота процесу ефективного згоряння

$$L_{c-z} = L_{c-z'} + L_{z'-z} = 0 + p_z(V_z - V_c); \quad (1.129)$$

робота політропного процесу розширення

$$L_{z-B} = \frac{p_z V_z}{n_p - 1} \left[1 - \left(\frac{V_z}{V_B} \right)^{n_p - 1} \right] = \frac{p_c V_c \lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right); \quad (1.130)$$

робота політропного процесу стискування

$$L_{a-c} = \frac{p_c V_c}{n_c - 1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_a} \right)^{n_c - 1} \right] = \frac{p_c V_c}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right). \quad (1.131)$$

Після підстановки (1.129), (1.130) та (1.131) у (1.128) з урахуванням (1.92) маємо

$$L_i = \mu p_a \varepsilon^{n_c} V_c \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]. \quad (1.132)$$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми μ враховує різницю між ідеальним та реальним (помічено точками на рис.1.3, 1.4) робочими процесами. Для чотиритактних двигунів $\mu = 0,95 \dots 0,98$, для двотактних $\mu = 1,05 \dots 1,1$.

1.10.2. Середній індикаторний тиск

Середній індикаторний тиск p_i визначається за формулою (1.5) і є по суті питомою індикаторною роботою або роботою в одиниці робочого об'єму. Враховуючи (1.5), (1.132) та те, що $V_c/V_h = 1/(\varepsilon - 1)$, остаточно одержимо формулу для визначення середнього індикаторного тиску:

$$p_i = \frac{\mu p_a \varepsilon^{n_c}}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right]. \quad (1.133)$$

1.10.3. Інші індикаторні та ефективні показники ДВЗ

Індикаторна потужність ДВЗ N_i за одержаним значенням p_i визначається за формулою (1.11). Індикаторний ККД η_i – за формулою (1.9). Витрати палива визначаються: циклова $B_{Ц}$ – за формулою (1.7), годинна $B_{год}$ – за формулою (1.10). По годинній витраті палива та по витраті повітря G_S (див. формулу (1.88)) треба визначити витрату продуктів згоряння через турбіну G_T , яка потрібна при розрахунку турбіни ТК, кг/с

$$G_T = G_S + B_{год} / 3600. \quad (1.134)$$

Питома індикаторна витрата палива g_i визначається або за формулою (1.12), або за формулою (1.13). Ефективні показники ДВЗ можна отримати, знаючи за вихідними даними значення механічного ККД η_m . Спочатку знаходиться середній ефективний тиск p_e за формулою (1.15), потім ефективна потужність N_e за формулою (1.16) та питома ефективна витрата палива g_e за формулою (1.18). Ефективний ККД η_e визначається як добуток індикаторного та механічного ККД:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (1.135)$$

1.11. Визначення температури випускних газів T_T у другому наближенні

За результатами проведеного за вищевикладеною методикою розрахунку можна визначити температуру випускних газів перед турбіною, знання якої потрібно для розрахунку турбіни ТК. Ця температура задавалася у першому наближенні у вихідних даних.

Наступне наближення температури T_T можна знайти за допомогою рівняння внутрішнього теплового балансу циліндра:

$$Q_m + Q_{mo} + Q_s = Q_i + Q_{m\delta} + Q_{\delta\epsilon}, \quad (1.136)$$

де складові лівої та правої частин балансу означають таке:

1. Теплота хімічна, яка внесена у циліндр ДВЗ в результаті згоряння палива, кДж/цикл

$$Q_m = B_{\text{Ц}} Q_n^p; \quad (1.137)$$

2. Теплота фізична, яка внесена у циліндр ДВЗ паливом, кДж/цикл

$$Q_{mo} = B_{\text{Ц}} c_{p\ mo} T_{mo}, \quad (1.138)$$

де масова теплоємність дизельного палива $c_{p\ mo} = 1,9$ кДж/(кг К) при $T_{mo} = 303$ К;

3. Теплота, яка внесена у циліндр ДВЗ з повітрям, кДж/цикл

$$Q_s = \alpha M_o B_{\text{Ц}} \mu c_{pms} T_s; \quad (1.139)$$

4. Теплота, яка у циліндрі перетворена в індикаторну роботу, кДж/цикл

$$Q_i = L_i = \eta_i B_{\text{Ц}} Q_n^p; \quad (1.140)$$

5. Теплота, яка втрачена в результаті теплообміну робочого тіла зі стінками циліндра, кДж/цикл

$$Q_{m\delta} = B_{\text{Ц}} Q_n^p (W_{\text{z-p}} + W_{\text{cm}} + W_{\text{vun}} - W_{\text{nan}}), \quad (1.141)$$

де $W_{\text{z-p}}$ – відносна втрата теплоти у процесі горіння – розширення, які беруться такі, як при розрахунку процесу розширення;

W_{cm} - відносна витрата теплоти у процесі стискування

$$W_{cm} = \alpha M_o (1 + \gamma) \mu_{c_{vT_{cж}}} (T_{c_{cp}} - T_a) (k_c - n_c) / (n_c - 1) / Q_n^p, \quad (1.142)$$

де $\mu_{c_{vT_{cж}}}$ – теплоємність повітря береться за формулою (1.35) при середній температурі процесу стискування $T_{cж}$ (див. (1.89));

$W_{вин}$ – відносна втрата теплоти у процесі випуску,
 $W_{вин} = 0,04 \dots 0,08$;

$W_{нан}$ – відносні втрати теплоти у процесі наповнення

$$W_{нан} = \alpha M_o \mu_{c_{rms}} (\Delta T T + \Delta T_{кин}) / Q_n^p; \quad (1.143)$$

6. Теплота, яка вийшла з циліндра з випускними газами, кДж/цикл

$$Q_{вг} = \beta_{oT} \alpha_{\Sigma} M_o V_{ц} \mu_{c_{ртвг}} T_T, \quad (1.144)$$

де $\mu_{c_{ртвг}}$ - середня ізобарна теплоємність випускних газів при температурі T_T знаходиться як підсумок універсальної газової постійної $R_{\mu} = 8,314$ кДж/(кВт·К) та мольної ізохорної теплоємності, яка визначається за формулою (1.36) при $\alpha = \alpha_{\Sigma}$ при температурі T_T ;

β_{oT} – хімічний коефіцієнт молекулярної зміни такий же, як при визначенні середнього тиску газів перед турбіною (див. формулу (1.56)).

Визначивши за п. 1 – 5 статті теплового балансу, рівняння (1.136) розв'язується відносно $Q_{вг}$. Потім із рівняння (1.144) визначається температура випускних газів у наступному наближенні. При цьому, оскільки у вираз (1.36) входить температура T_T , рівняння (1.144) відносно T_T є квадратним. Але тут зручніше впровадити метод послідовних наближень, визначаючи теплоємність при температурі попереднього наближення і потім уточнюючи це значення.

Після розрахунку температури випускних газів T_T у другому наближенні, якщо вона не збігається із першим наближенням, її використовують у формулах (1.55), (1.56) і розрахунок робочого процесу повторюють до збігання наближень T_T до 0,5К.

1.12. Побудова індикаторної діаграми

За даними з табл. 1.3 та 1.5, або за даними результатів розрахунку на ПЕОМ необхідно накреслити розгорнуту у координатах $p-\varphi$ та згорнуту у координатах $p-V$ індикаторні діаграми. Вигляд першої діаграми у $p-\varphi$ координатах надано на рис. 1.9.

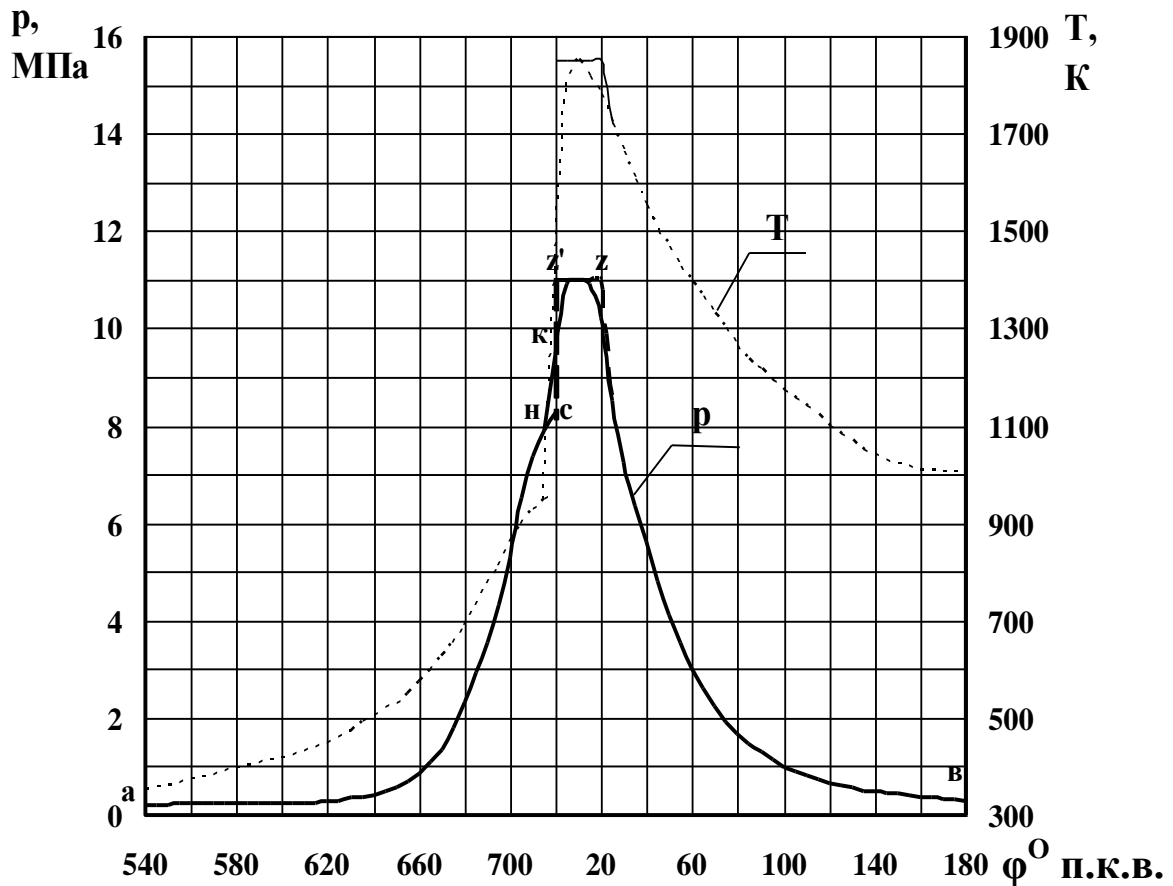


Рис.1.9. Розгорнута індикаторна діаграма:

- - крива тиску
- - крива температури

Отриману ідеальну індикаторну діаграму необхідно скоректувати таким чином:

1. Відмітити на діаграмі момент початку згоряння φ_n (3-5° до ВМТ) – точка “н”;
2. Розділити відрізок “с- z ” пополам (точка “к”) та провести відрізок, який з’єднає точки “н” і “к” до перетину з відрізком “ $z'-z$ ”;

3. Провести дугу окружності у ламаній “с- z' ”- z -в”;

4. Те ж саме зробити для температурної кривої.

Вигляд згорнутої індикаторної діаграми тиску у циліндрі ДВЗ наведено на рис. 1.10.

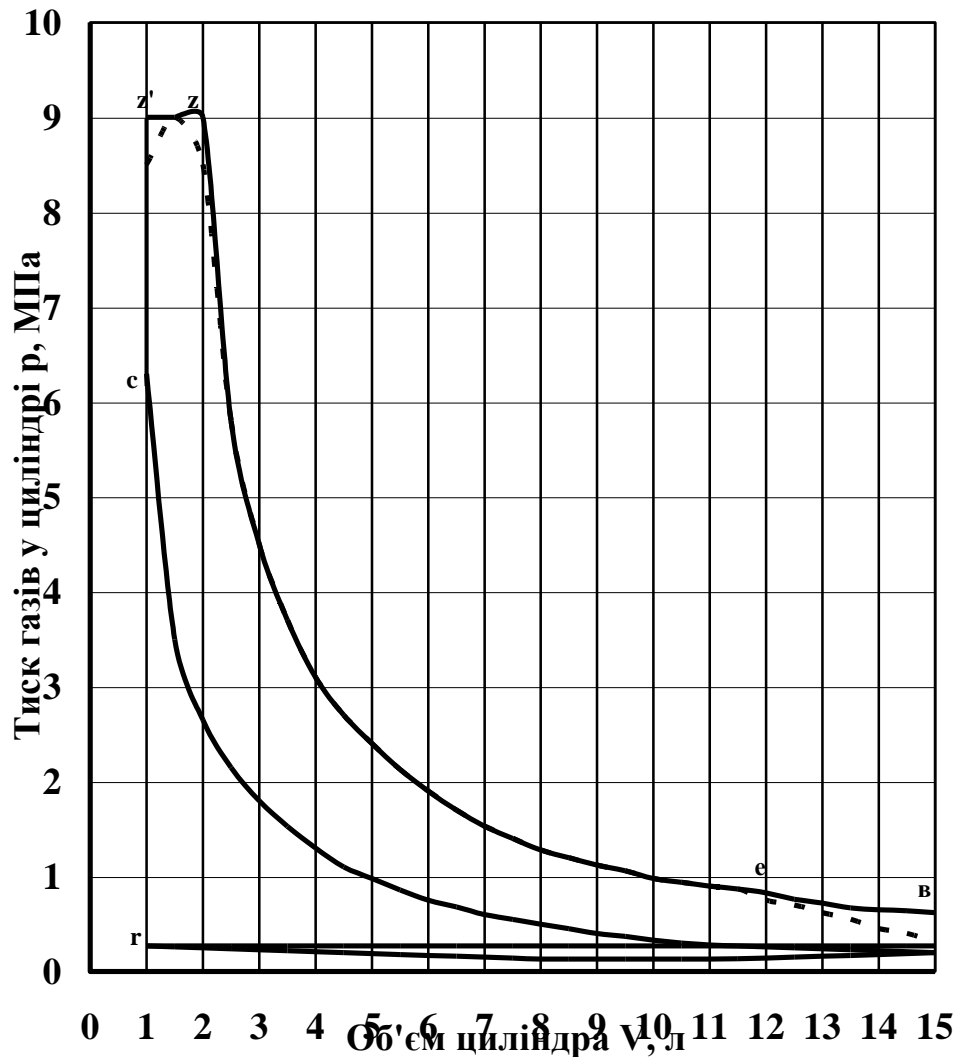


Рис. 1.10. Згорнута індикаторна діаграма
Пунктиром показана корекція ідеальної індикаторної діаграми

Сучасні методи програмування на ПЕОМ дозволяють проводити графічні побудови з виводом результатів на екран монітора або на принтер.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Поясніть поняття “індикаторна робота ДВЗ” і напишіть формулу її визначення.

2. Визначте сутність індикаторного ККД ДВЗ та фактори, які впливають на його підвищення.
3. Опишіть протікання процесу стискування у циліндрі ДВЗ та наведіть основні формули, які визначають параметри у цьому процесі за спрощеною методикою розрахунку.
4. Які припущення та спрощення використовуються за методикою В.І.Гриневецького?
5. Які основні залежності є вихідними при моделюванні процесів згоряння та розширення за спрощеною методикою?
6. Опишіть протікання процесу розширення у циліндрі ДВЗ та наведіть основні формули, які визначають параметри у цьому процесі за спрощеною методикою розрахунку.
7. Опишіть протікання процесів газообміну у циліндрі чотиритактного ДВЗ та наведіть формули визначення основних показників цього процесу (коефіцієнти наповнення, залишкових газів, витoku продувального повітря та середнього тиску насосних ходів).
8. Опишіть протікання процесів газообміну у циліндрі двотактного ДВЗ та наведіть формули визначення основних показників цього процесу (коефіцієнти наповнення, залишкових газів, продування).
9. Яка принципова різниця між чотири- та двотактним ДВЗ?
10. Що означає поняття “середній індикаторний (ефективний) тиск” у ДВЗ?
11. Що означає поняття “питома середньоєфективна витрата палива” і яке значення ця величина має для оцінки рівня досконалості ДВЗ?
12. Перелічіть складові механічних втрат у ДВЗ та поясніть сутність механічного ККД.
13. Яким чином в ДВЗ теплота згоряння палива перетворюється у механічну роботу і чому це перетворення не є стовідсотковим?
14. Назвіть складові індикаторних втрат у циліндрі ДВЗ.
15. Як можна використати теплоту випускних газів для підвищення ефективності ДВЗ?
16. Що можна визначити за індикаторною діаграмою робочого процесу ДВЗ, яка створена в $p - V$ координатах?

2. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОЗРАХУНКУ СТАЛИХ ТА ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

2.1. Огляд методів моделювання робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння на сталих та перехідних режимах роботи

У теорії двигунів внутрішнього згоряння історично склалася традиція розділяти розрахунки робочих процесів на сталих (стаціонарних) і несталих (нестаціонарних, перехідних) режимах. Створені методи розрахунків перших і других режимів істотно відрізняються один від одного. При цьому сталим режимам, починаючи з робіт проф. В.І.Гриневецького, приділялася більша увага. У результаті й теорія, і методи розрахунку цих режимів виявилися більш розробленими. В даний час більшість ведучих організацій по ДВЗ мають методики розрахунку робочого процесу на сталих режимах, доведені до програмної реалізації на ЕОМ. Вони засновані на більш-менш достовірному описі дійсних фізичних явищ, що протікають в основних системах, вузлах і агрегатах двигуна. Одним з останніх досягнень цього напрямку є розробка, що дозволяє проводити оптимізацію конструктивних параметрів ДВЗ по витраті палива на сталих режимах [4, 5]. Підвищена увага до сталих режимів існує тому, що доведення двигунів проводиться, як правило, на сталих, в основному, номінальному і близьких до нього режимах. Однак при оцінці паливної економічності дизелів виробником та їх замовником спостерігаються деякі розбіжності. Згідно з діючим ГОСТ 26989-86 «Дизелі судові, тепловозні та промислові. Загальні технічні вимоги», паливна економічність оцінюється за мінімальною питомою витратою палива в інтервалі потужностей від 70 до 100% від номінальної при роботі за характеристикою, яка відповідає призначенню дизеля. Такий підхід не враховує умови експлуатації особливо транспортних ДВЗ і тому не може служити базою для об'єктивної оцінки експлуатаційної паливної економічності. У той же час замовника цікавить реальна витрата палива в експлуатації.

2.1.1. Завантаження транспортних ДВЗ в експлуатації за часом

Досвід показує, що реальна витрата палива та рекламна витрата на номінальному режимі роботи двигуна не відповідають одна одній. Наприклад, за даними МШС колишнього СРСР, при заміні двигуна 2Д100 з питомою витратою палива на номінальному режимі $g_{e \text{ ном}}=0,242$ кг/(кВт.год) на двигун 10Д100 з $g_{e \text{ ном}}=0,224$ кг/(кВт.год) реальна витрата палива в експлуатації на одиницю роботи (10000 ткм брутто) не тільки не зменшилася, але, навпаки, навіть зросла на 1,5%. Це викликано тим, що для транспортних двигунів середньоексплуатаційна витрата палива на 5...10% визначена витратою на холостому ходу, на 50... 65% – на часткових, на 20...25% – на перехідних і тільки на 2...10% – на номінальному режимах. У зв'язку з цим на кафедрі теплотехніки та теплових двигунів УкрДАЗТ протягом багатьох років проводиться оцінка паливної економічності ДВЗ за допомогою середньоексплуатаційної питомої витрати палива – $g_{e \text{ сеп.е}}$, яка враховує гістограму реальних навантажень конкретного типу двигуна в експлуатації та визначається за формулою [6]

$$g_{e \text{ сеп.е}} = K_n \cdot \frac{\sum_{i=1}^k N_{ei} \cdot g_{ei} \cdot \tau_i}{\sum_{i=1}^k N_{ei} \cdot \tau_i},$$

де N_{ei}, g_{ei}, τ_i - відповідно ефективна потужність, питома ефективна витрата палива, відповідний час роботи на і-му режимі експлуатаційної характеристики;
 K_n - коефіцієнт, який враховує вплив перехідних процесів.

Під гістограмою реальних навантажень розуміють розподіл сталих режимів двигуна за часом при виконанні відповідної роботи. Приклад середньостатистичних гістограм за даними [6] наведено на рис. 2.1. Тут білими прямокутниками показані величини відносного часу навантаження, а чорними – відносні витрати палива за позиціями контролера машиніста.

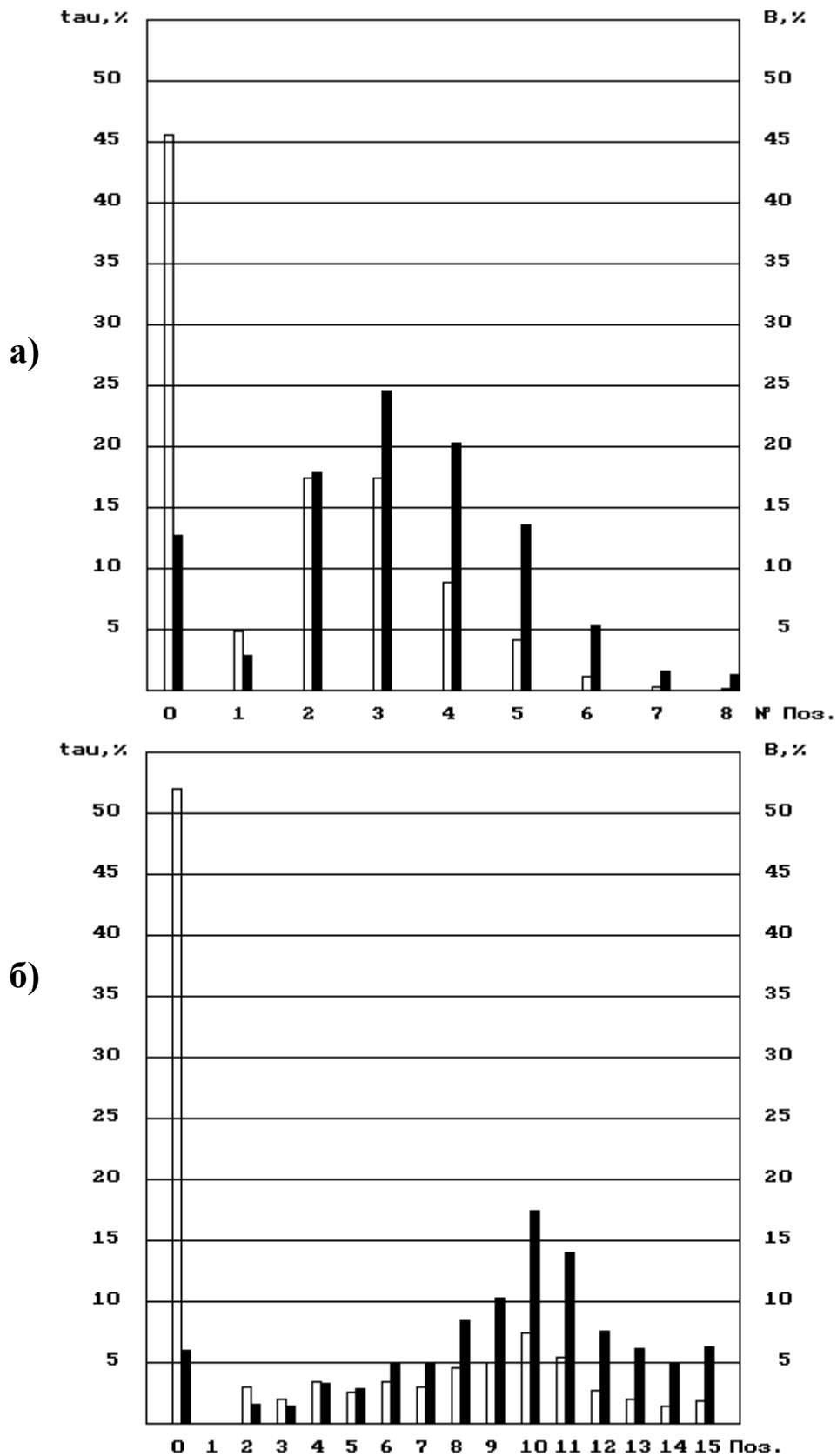


Рис. 2.1. Середньостатистичні відносні час навантаження τ та витрата палива B за позиціями контролера машиніста дизеля маневрового (а) та вантажного магістрального (б) тепловозів

Оцінка паливної економічності за середньоексплуатаційною витратою палива є більш об'єктивною, ніж за діючим ГОСТ, однак і вона має деяку умовність щодо визначення коефіцієнта K_n . Цей недолік може бути ліквідований шляхом накопичення статистичних даних або дослідженнями щодо моделювання перехідних режимів роботи ДВЗ.

2.1.2. Моделювання перехідних режимів роботи ДВЗ

Перехідними режимами дослідники почали займатися років на сорок пізніше, ніж стаціонарними. На розробку в 1940-50-х рр. методів розрахунку цих режимів і створюваних для них динамічних моделей істотний вплив зробила теорія автоматичного регулювання, досягнення радянських вчених в галузі якої одержали на той час всесвітнє визнання. Саме тоді з'являються роботи [7...16] з регулювання ДВЗ, у яких поряд зі спеціальними питаннями розглядаються перехідні процеси, що виникають при різних впливах по каналах управління і збурювання. Динамічні моделі двигунів, які розроблені проф. В.І.Крутовим і його школою, набули широкого застосування. За своїм значенням, поширеністю метод проф. В.І.Крутова варто віднести до класичних, а підручники – до хрестоматійних. Переконаливою ілюстрацією цього є підручник «Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згорання» [15], що витримав п'ять видань.

У математичних моделях цієї школи наведені всі основні системи та агрегати сучасного двигуна: механічна і поршнева частини, впускна й випускна системи, турбокомпресор, паливний насос високого тиску (ПНВТ), регулятор, споживач механічної енергії. Процеси в них описуються системою диференціальних рівнянь, лінійаризованих у районі досліджуваної точки. У залежності від мети дослідження в неї легко вводяться моделі додаткових пристроїв, коректорів, муфти випередження вприскування палива, регуляторів з наддування або навантаження та ін.

Ці моделі добре працюють при дослідженні впливу виду системи або способу регулювання, конструктивних параметрів та параметрів настроювання регулятора на перехідні процеси та

стійкість всієї системи. Визначити ж вплив конструктивних і ряду регульовальних параметрів самого двигуна (відношення S/D , ступеня стиску ε , максимального тиску P_z , кута випередження вприскування палива, фаз газорозподілу, конструкції системи випуску і т.ін.) на перехідні процеси дуже важко або взагалі неможливо. Це викликано тим, що процеси в циліндрі і системі повітропостачання описано дуже схематично. Так, процеси в циліндрі представлені залежністю $\eta_I=f(\alpha, n_d)$, впускні й випускні колектори розглядаються як ємності, через які проходить робоче тіло без урахування порядку роботи циліндрів, пульсації тиску перед турбіною не враховуються і т.ін. Введення нелінійності у систему основних рівнянь цих моделей [16] із наступним розв'язанням їх методом кусково-лінійної апроксимації (методом зшивання або припасовування) дозволило підвищити точність рішення кола задач щодо регулювання двигуна, однак основний недолік не був усунутий. Цей метод вимагає також значної кількості експериментальних даних. Тому ряд дослідників починає спроби позбутися зазначених недоліків шляхом зміни самої моделі.

У роботі [17] процеси у впускній та випускній системах описуються термодинамічним методом, а в циліндрі – спрощено, використовуючи залежність $\eta_i=f(\alpha)$. При цьому розрахунок крутильних моментів окремих циліндрів $M_{tg\ i\ \psi}$ здійснюється з кроком, рівним інтервалу часу між двома черговими по порядку роботи спалахами в циліндрах, а параметрів турбіни та компресора – за їх експериментальними характеристиками. Зміна циклової подачі в перехідному процесі визначається не з рівнянь регулятора і ПНВТ, як у попередньому методі, а задається емпірично.

Аналогічний підхід використовується рядом авторів [18...20] при дослідженні впливу різних факторів на перехідні процеси. При цьому кожний з них у залежності від мети дослідження вносить свої удосконалення в методику [17]. Так, у роботі [20] автор веде розрахунок крутильного моменту двигуна з урахуванням індикаторних діаграм кожного циліндра (на одному циклі однакових), але побудованих тільки в залежності від середнього індикаторного тиску p_i . Причому як це робиться, у

роботі [20] не зазначено. При розрахунку перехідних процесів за методикою [17...21] використовуються експериментальні дані, але отримані на сталих режимах, що вносить додаткові неточності.

Тому автор робіт [22,23] намагається модернізувати метод [17], урахувавши вплив змінної частоти обертання колінчастого вала на протікання процесів у двигуні за допомогою таких експериментальних залежностей:

$$\begin{aligned}\eta_{gp} &= f_1(i_\delta), \\ \eta_{mp} &= f_2(i_\delta), \\ \eta_{ip} &= f_3(i_\delta),\end{aligned}$$

де i_δ – прискорення колінчастого вала.

Розрахунок доводиться вести методом наступних наближень. Точність розрахунків складає, за словами автора [22,23], 6...8%.

У [24] модель двигуна входить як складова частина в модель усього тепловоза. При її розробці використовувався підхід, як у [15].

У [25, 26] наведена методика розрахунку перехідних процесів ДВЗ, що принципово відрізняється від усіх, згаданих вище. Урахування динаміки руху механічних частин двигуна здійснюється шляхом введення в модель рівняння динамічної рівноваги власне двигуна і ротора турбокомпресора, а стан робочого тіла при переміщенні його по порожнинах газоповітряного тракту описується рівняннями збереження маси, енергії й рівняння стану, тобто як це прийнято в термодинамічних моделях.

Така методика є дуже перспективною, оскільки має ряд безумовних переваг. До них відносяться більш-менш достовірний опис реальних фізичних процесів, що протікають у порожнинах газоповітряного тракту, і можливість визначення впливу конструктивних і регулювальних параметрів двигуна на показники перехідного процесу.

Однак методика не позбавлена недоліків. Відсутній розрахунок регулятора частоти обертання, тому зміна циклової

подачі палива в перехідному процесі задається експериментальною кривою. У методиці не враховуються динамічні властивості споживача механічної енергії.

У той же час відомо, що перехідний процес виникає в результаті впливу на двигун по каналах управління і характер перехідного процесу багато в чому залежить від динамічних властивостей регулятора та споживача механічної енергії, включених у ці канали.

Аналогічна методика наведена в [27]. Вона складена з великою кількістю обмежень і, за словами самого автора [27], використовується як допоміжна. Основні ж дослідження виконані на моделях, принцип побудови яких викладений у [15].

Про силу сформованих традицій свідчать публікації [28,29]. Розглядаючи експлуатаційні режими, що складаються з перехідних і сталих процесів, автори використовують різні методи їхнього розрахунку: для перших застосовують свої модифікації методу [15], а для других – термодинамічні.

У принципі цілком припустимо застосування різних методів розрахунку одних і других режимів, навіть якщо вони однаково представлені в експлуатаційному циклі двигуна. Однак у цьому випадку й інформативність обох методів повинна бути однаковою. Оскільки це не так, то доцільно і, мабуть, настійно необхідно створити метод розрахунку обох режимів роботи ДВЗ, але з єдиним підходом до опису основних процесів у двигуні, його системах і агрегатах і однаково інформативний.

Якщо розглядати ДВЗ як динамічну систему, дія якої протікає в часі, то вона відповідно до положень механіки може знаходитися в одному з двох можливих станів: сталому (рівноважному, стаціонарному) і несталому (не рівноважному, перехідному, нестаціонарному). Перший стан характеризується тим, що параметри двигуна (у загальному випадку системи) не змінюються в часі, а другий – зміною цих параметрів у результаті впливів по каналах управління. Тому в першому випадку координату «час» можна опустити, що відбувається в статичних моделях будь-яких систем, а в другому вона є основним аргументом.

Якщо ж розглядати ДВЗ як теплову машину періодичної дії, що працює по умовно замкнутому циклу і у якій робочим тілом є газ змінної маси і складу, то параметри, що характеризують його стан, змінюються в часі протягом одного циклу. Тоді поняття «сталій і несталий режими» стають умовними. Про стаціонарність режиму можна говорити лише при повторюваності його параметрів від циклу до циклу.

Оскільки задачею розрахунку робочого циклу є визначення зміни фізичних параметрів робочого тіла протягом всього циклу при русі його порожнинами, конструктивними елементами й системами, що утворюють двигун, то розрахунок навіть стаціонарного режиму ведеться за аргументом «час» чи «кут повороту колінчастого вала» («кут п.к.в.»), зв'язок між якими є однозначним

$$\Delta \tau = \frac{\Delta \varphi}{6n_{\partial}},$$

де $\Delta \varphi$ - збільшення кута п.к.в.;

n_{∂} - частота обертання колінчастого вала.

Тоді розходження в розрахунках сталого і несталого режимів буде полягати лише в тому, що для першого досить простежити зміну параметрів робочого тіла протягом тільки одного циклу, а для другого – на всіх циклах перехідного процесу. Отже, підхід до опису робочих циклів повинний бути єдиним.

Математична модель робочого циклу двигуна повинна базуватися на законах, що описують реальні фізичні явища, що протікають у ньому, включаючи загальні закони збереження. Стан робочого тіла в кожен момент часу і у будь-якій точці об'єму V , обмеженого конструктивними елементами двигуна, цілком визначається вектором швидкості переміщення W , густиною ρ , тиском p чи температурою T . Зв'язок між величинами можна установити, скориставшись рівнянням збереження маси G , імпульсу, енергії і рівнянням стану.

**2.1.3. Система загальних рівнянь моделювання
фізичних явищ у проточних частинах ДВЗ.
Газодинамічні та термодинамічні методи моделювання**

Система цих рівнянь може бути наведена в інтегральній формі Лагранжа [30]:

$$\frac{d}{d\tau} \int_{v(\tau)} \rho dV = 0, \quad (2.1)$$

$$\frac{d}{d\tau} \int_{v(\tau)} \rho W dV = R_c, \quad (2.2)$$

$$\frac{d}{d\tau} \int_{v(\tau)} \rho E dV = N + Q, \quad (2.3)$$

$$p = \rho RT \quad (2.4)$$

чи в диференціальній формі Ейлера:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho W) = 0, \quad (2.5)$$

$$\rho \frac{dW}{d\tau} = \rho F - \operatorname{grad} p + \mu \Delta W + \frac{1}{3} \mu \operatorname{grad} \operatorname{div} W, \quad (2.6)$$

$$\rho \frac{dU}{d\tau} = -p \operatorname{div} W + \nu D - \operatorname{div} q_s + \rho q, \quad (2.7)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dG}{G} - \frac{dT}{T} = 0, \quad (2.8)$$

- де R_c - сумарний вектор прикладених до об'єму dV сил;
 E - повна енергія, що складається з внутрішньої U і кінетичної;
 N - потужність зовнішніх сил;
 Q - підведена до об'єму dV теплота;
 F - вектор щільності масових сил;

- D - дисипативна функція;
- q_s - вектор потоку теплоти, що проходить через одиницю площі в одиницю часу;
- q - кількість теплоти, виділена одиницею маси в одиницю часу.

Оскільки рівняння в диференціальній формі Ейлера знайшли велике застосування, то всі подальші викладення будуть приведені для неї.

Аналітичний розв'язок системи рівнянь (2.5)...(2.8) не вдається знайти. Тому доводиться приймати ряд спрощень, завдяки яким можна спробувати знайти розв'язок, але вже спрощеної системи.

Звичайно приймають такі спрощення:

- 1) рух газів в елементах газоповітряного тракту двигуна розглядається одномірним (наприклад, по осі X);
- 2) об'ємні сили відсутні ($F=0$);
- 3) в'язкість газу зневажливо мала ($div W=0$);
- 4) в елементах газоповітряного тракту відсутні перенос теплоти за рахунок теплопровідності ($\lambda=0$), а також джерела ($q=0$) і втрати (надходження) теплоти через поверхні, що обгороджують, ($q_s=0$). Тоді система (2.5)...(2.8) набуде такого виду:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho W) = 0, \quad (2.9)$$

$$\rho \frac{\partial W}{\partial \tau} + \rho W \frac{\partial W}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x}, \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial p}{p} = k \frac{\partial \rho}{\rho}, \quad (2.11)$$

$$p = \rho RT. \quad (2.12)$$

Розв'язання такої системи рівнянь може бути виконано числовими методами за допомогою ЕОМ. Математичну модель, яка заснована на системі рівнянь (2.9)...(2.12) і застосовувана для розрахунку процесів у газоповітряних трактах ДВЗ, прийнято називати **газодинамічною** [31...34].

Газодинамічна модель виявилася теж дуже складною і громіздкою у розв'язанні навіть на ЕОМ. Тому дослідники продовжили пошуки шляхів спрощення системи рівнянь (2.9)...(2.12).

Одні запропонували вважати, що швидкість течії газу від свого середнього значення досить мала. Тоді рівняння газової динаміки перетворюються в рівняння акустики [35]:

$$\frac{\partial^2 W}{\partial \tau^2} = a^2 \frac{\partial^2 W}{\partial x^2}, \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial \tau^2} = a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}. \quad (2.14)$$

Хоча існують досить прості методи розв'язання рівнянь акустики [35, 36], так звані «акустичні» методи моделювання процесів у ДВЗ не знайшли широкого застосування. Очевидно, це викликано прийнятими припущеннями про незначність змін параметрів. Такі припущення виявилися неправомірними для процесів у випускних системах двигунів з газотурбінним наддуванням, де амплітуди коливань тисків досягають 0,1...0,25 МПа. Завдання граничних умов теж пов'язано зі значними труднощами. Тому «акустичні» методи застосовуються в основному лише для опису коливальних явищ у впускних колекторах двигунів [36...38].

Інші пропонують при моделюванні процесів у газоповітряних порожнинах двигуна не враховувати зміну параметрів стану газу по координатах і швидкість газового потоку, тобто вважати, що швидкість газового потоку дорівнює нулю. Тоді рівняння збереження маси в інтегральній формі набуде виду:

$$\int_z \rho W dF + \int_v \frac{\partial \rho}{\partial \tau} dV = 0, \quad (2.15)$$

а рівняння закону збереження імпульсу руху вироджується в тотожність.

Оскільки при моделюванні робочого циклу двигуна його газоповітряний тракт розбивається на окремі елементи (зони), то

масообмін між ними відбувається через контрольні поверхні з масовою швидкістю ρW . При цьому вважається, що ρW у кожній точці цієї поверхні однакова, а число поверхонь (чи зон) обмежене. У цьому випадку рівняння (2.15) можна переписати у виді

$$\frac{dG}{d\tau} = \sum_{i=1}^n \rho_i W_i F_i, \quad (2.16)$$

де n - число ділянок, через які відбувається теплообмін;
 F_i - контрольна поверхня i -ї ділянки;
 $\rho_i W_i$ - масова швидкість потоку через поверхню i -ї ділянки.

Величина береться зі своїм знаком. Якщо потік входить в зону, то знак «+», якщо виходить з зони, то знак «-». Рівняння закону збереження енергії запишемо у вигляді рівняння першого закону термодинаміки для рівноважних систем зі змінною масою:

$$\frac{dU}{d\tau} = (q_v + \sum_{j=1}^l q_{sj} F_{qj}) + \sum_{i=1}^n h_i \rho_i W_i F_i - p \frac{dV}{d\tau}, \quad (2.17)$$

де U - внутрішня енергія газу в розглянутій зоні;
 q_v - інтенсивність об'ємного джерела теплоти в розглянутій зоні;
 q_s - інтенсивність теплообміну через контрольну поверхню;
 F_q - площа контрольної поверхні, через яку відбувається теплообмін;
 F - площа контрольної поверхні, через яку проходить потік маси;
 l - число ділянок контрольної поверхні, через яку відбувається теплообмін;
 n - число ділянок контрольної поверхні, через яку проходить потік маси;
 h - обумовлена по загальмованих параметрах питома ентальпія газу, який проходить через контрольну поверхню.

Щоб замкнути систему рівнянь (2.16) і (2.17), необхідно додати рівняння стану (2.4). У результаті розв'язання цієї системи можна визначити значення параметрів стану газу p , V і T у кожній виділеній порожнині газоповітряного тракту двигуна в даний момент (чи по куту п.к.в.). Методи, які засновані на описі процесів у газоповітряних порожнинах двигунів за допомогою системи рівнянь (2.16), (2.17) і (2.4) одержали назву **термодинамічних**. Багаторічний досвід розрахунків показав, що він добре працює при відносно низьких швидкостях газових потоків і невеликій довжині розрахункових зон [2, 39...53]. Контроль довжини розрахункової зони, що забезпечує придатну для практичних цілей точність, варто вести по величині числа Струхалія [2]. Як показано в роботах [2, 48], достатня точність розрахунків забезпечується при

$$Sh = \frac{a\tau}{l} \leq 8.$$

Розрахункова схема газоповітряного тракту двигуна, яка розроблена на кафедрі «Теплотехніка і теплові двигуни» УкрДАЗТ, наведена на рис. 2.2. Вона може деформуватися в залежності від цілей дослідження. Виділення розрахункових зон здійснюється шляхом розподілу газоповітряного тракту на елементи певного призначення: повітряний фільтр, трубопровід від фільтра до нагнітача, нагнітач, охолоджувач наддувного повітря, наддувний колектор від охолоджувача до впускних клапанів, циліндр, випускні колектори, перетворювач імпульсів (якщо він є), турбіна, глушник.

У загальному випадку моделювання процесів у кожній з розрахункових зон може виконуватися різними методами: газодинамічними, акустичними і термодинамічними. Тоді для кожної розрахункової зони складається своя система рівнянь для визначення параметрів газу в ній. Але стикування зон здійснюється з умови рівності потоків маси й енергії через поверхні розподілу зон.

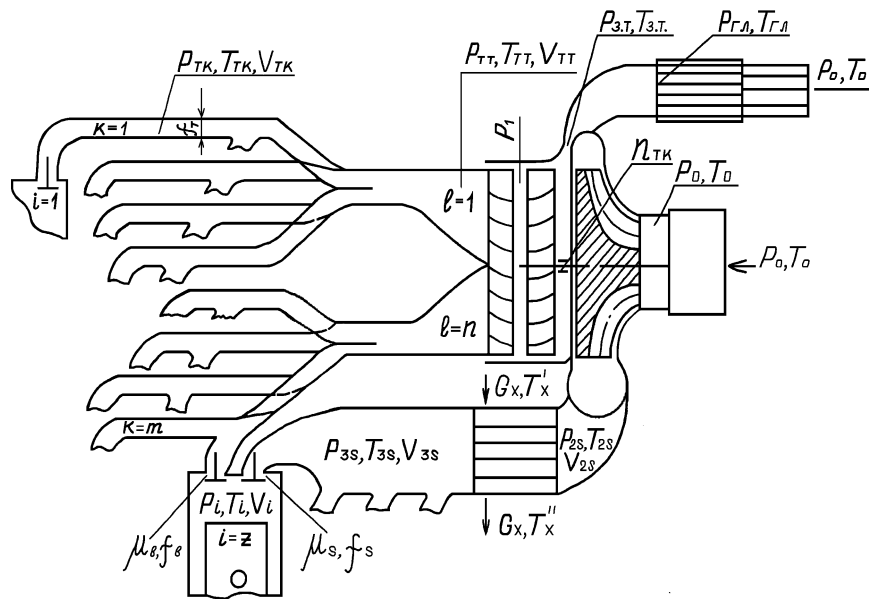


Рис. 2.2. Розрахункова схема газоповітряного тракту двигуна

Застосування різних методів моделювання процесів у різних зонах, як правило, приводить до значного ускладнення всього розрахунку, тому що в рамках повної моделі двигуна доводиться використовувати різні методи та алгоритми розрахунку для окремих зон. Застосування ж єдиного методу спрощує розрахункову схему і скорочує час розрахунку.

Таким єдиним методом є термодинамічний підхід.

Останнє стосується тільки моделювання процесів у газоповітряних порожнинах ДВЗ. Моделювання ж руху колінчастого вала двигуна, ротора турбокомпресора, роботи регулятора, системи дистанційного управління повинно застосовуватися з використанням законів механіки та законів тих явищ, що протікають у цих системах.

Саме такий принцип побудови об'єднаної моделі двигуна було використано у роботах [47, 49], що дозволило з однаковою точністю й інформативністю моделювати робочі процеси комбінованих ДВЗ як на сталих, так і на перехідних режимах.

В останні роки з'явилися роботи, в яких зроблена оптимізація конструктивних та регулюючих параметрів транспортних ДВЗ по мінімуму питомої ефективної середньоексплуатаційної витрати

палива $g_{e \text{ ср.е.}}$, який визначений з урахуванням гістограми навантаження двигуна в експлуатації [50...53]. Гістограма враховує розподіл по часу тільки сталих режимів (див. рис. 2.1).

Математичні моделі, які наведені в роботах [47, 49], дозволяють використовувати цей метод для конструктивних регулюючих параметрів тепловозних двигунів по мінімуму $g_{e \text{ ср.е.}}$, визначеному по експлуатаційному циклу, в якому наведені як сталі, так і перехідні режими. У роботах [54, 55] наведена математична модель процесів газообміну, яка дозволяє описати рух газових потоків у газоповітряних трактах двигуна з урахуванням конструктивних особливостей цього тракту. Вона застосована для розрахунку як сталих, так і перехідних процесів.

2.2. Математична модель розрахунку сталих та перехідних процесів дизельного двигуна

Розрахунковий аналіз перехідного процесу поки що можна проводити тільки на основі термодинамічного підходу до створення математичної моделі. Такий метод розроблено на кафедрі «Теплотехніка та теплові двигуни» УкрДАЗТ. Спочатку його ефективність була випробувана на дослідженнях сталих режимів [47, 50, 52, 56]. Метод відрізняється від інших тим, що враховує неоднаковість робочих процесів у кожному з циліндрів дизеля, особливості протікання процесів у впускних та випускних системах, в агрегатах газотурбінного наддування, а також динамічні характеристики систем та агрегатів дизеля у перехідному процесі. При цьому у кожній частині проточних елементів дизеля згідно зі схемою на рис. 2.2 має розв'язуватися така система рівнянь:

$$\frac{du}{d\tau} - \left(q_{vi} + \sum_{i=1}^l \int_0^{Fi} q_{si} dF \right) + p \frac{dv}{d\tau} - \sum_{i=1}^r h_i \rho_i W_i F_i = 0, \quad (2.18)$$

$$\frac{dG}{d\tau} - \sum_{i=1}^r \rho_i W_i F_i = 0, \quad (2.19)$$

$$\frac{dG}{G} = \frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} - \frac{dT}{T}, \quad (2.20)$$

де r - число поверхонь, крізь які здійснюється масообмін із сусідніми зонами;
 l - число поверхонь, крізь які здійснюється теплообмін;
 u - повна внутрішня енергія робочого тіла, яке знаходиться у відповідній i -й зоні;
 v - об'єм відповідної зони;
 q_v - швидкість тепловиділення при згорянні палива;
 q_s - інтенсивність теплообміну крізь контрольну поверхню;
 h_i - питома ентальпія робочого тіла, яке перетинає контрольну поверхню;
 $\rho_i W_i$ - масова швидкість потоку робочого тіла, який перетинає контрольну поверхню (із знаком "+", коли вектор швидкості спрямовано в середину відповідного об'єму, і навпаки);
 F_i - площа контрольної поверхні;
 p - тиск газу ;
 G - маса газу;
 R - газова постійна;
 ρ - густина газу.

Таким чином, зміна параметрів стану робочого тіла p , T , ρ в будь-якій зоні газового тракту може бути знайдена розв'язанням системи трьох рівнянь (2.18), (2.19), (2.20).

При цьому процеси тепловиділення та тепловіддачі у циліндрах та інших зонах проточної частини ДВЗ, характеристики компресора, турбіни моделюються за допомогою емпіричних та напівемпіричних формул. Розв'язання системи рівнянь (2.18), (2.19), (2.20), які описують закони збереження маси та енергії, Менделєєва – Клапейрона приводить до таких рівнянь, які виражають диференціали маси, тиску та температури у будь-якому об'ємі виділеної зони:

$$dG = \sum_{i=1}^l dG_{ex_i} - \sum_{j=1}^m dG_{eux_j} + dG_n, \quad (2.21)$$

$$dp = \frac{k}{V} \left[\sum_{i=1}^l a R_{ex_i} T_{ex_i} dG_{ex_i} - \sum_{j=1}^m R T dG_{eux_j} + \frac{k-1}{k} (dQ_n - dQ_T) - p dV \right], \quad (2.22)$$

$$dT = T \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dG}{G} \right), \quad (2.23)$$

де l - кількість джерел маси;

m - кількість стоків маси;

dG_{ex} - елементарна маса газу, який входить у розрахункову зону; dG_{eux} - елементарна маса газу, який виходить з розрахункової зони;

dG_n - елементарна маса палива, яка згоряє у циліндрі;

k - показник адиабати;

V - величина об'єму розрахункової зони;

p, T, G - поточні значення тиску, температури, маси у розрахунковій зоні;

T_{ex} - температура газу, який входить до розрахункової зони;

R_{ex}, R - газові постійні для газу, який входить, та для газу, який знаходиться у розрахунковій зоні;

dQ_n - елементарна кількість теплоти, яка виділилась при згорянні елементарної маси палива;

dQ_T - елементарна кількість теплоти, яка відводиться з (або підводиться до) розрахункової зони завдяки теплопередачі.

Останні два елементи визначаються відповідно за законом згоряння по типу рівняння І.І.Вібе [57], та за формулою Г.Вошні для коефіцієнта тепловіддачі [58], які дещо скоректовані.

Що стосується коефіцієнта a у рівнянні (2.22), то його визначають за формулою [59]

$$a = 1 - \frac{C_{pm}}{C_p} + \frac{C_{pm_{ex}}}{C_p} \cdot \frac{T_{ex}}{T}, \quad (2.24)$$

де $C_p, C_{pm}, C_{pm\text{ ex}}$ - питомі істинні та середні теплоємності газів, які знаходяться у розрахунковій зоні і які входять до неї.

Для визначення циклової подачі палива в залежності від кутової швидкості ω колінчастого вала та положення рейки паливного насоса h_p у кожний момент часу використовуються залежності виду

$$Bz_i = f(\omega, h_{pzp}), \quad (2.25)$$

де h_{pzp} - визначається як функція розв'язання рівнянь динамічної моделі регулятора дизеля у залежності від зміни ω .

2.2.1. Моделювання процесів тепловиділення та теплообміну у циліндрах

Інтенсивність внутрішнього джерела теплоти q_v , обумовленого вигоранням палива, можна знайти за формулою

$$q_v = Q_H^p B \frac{dx}{d\tau} = Q_H^p B \frac{dx}{d\phi} 6n_D, \quad (2.26)$$

де x – відносна частка палива, яка вигоріла до даного моменту, $x = B_\phi/B$;

Q_H^p – нижча теплота згоряння робочої маси палива, кДж/(кг палива);

B_ϕ – частка палива, яка вигоріла до даного моменту часу, кг;

B – циклова подача палива, кг.

При розрахунку стиску $q_v=0$, тому що $B=0$.

Основні труднощі розрахунку q_v зв'язані зі складністю визначення відносної частки вигорілого до даного моменту часу

палива x , яка також є часткою теплоти згоряння палива, що виділилася на даний момент часу.

При вигорянні палива частка теплоти втрачається крізь стінки, які обмежують об'єм циліндра, тому величину x можна визначити як

$$x = x_i + x_w, \quad (2.27)$$

де x_i – відносна частка теплоти, яка підведена до робочого тіла;

x_w – відносна частка теплоти, яка втрачається за рахунок теплообміну зі стінками, що обмежують об'єм циліндра.

На рис. 2.3 показано, як змінюються по куту повороту колінчастого вала ДВЗ величини x , x_i , x_w при куті початку згоряння $\varphi_n=710^\circ$ п.к.в.

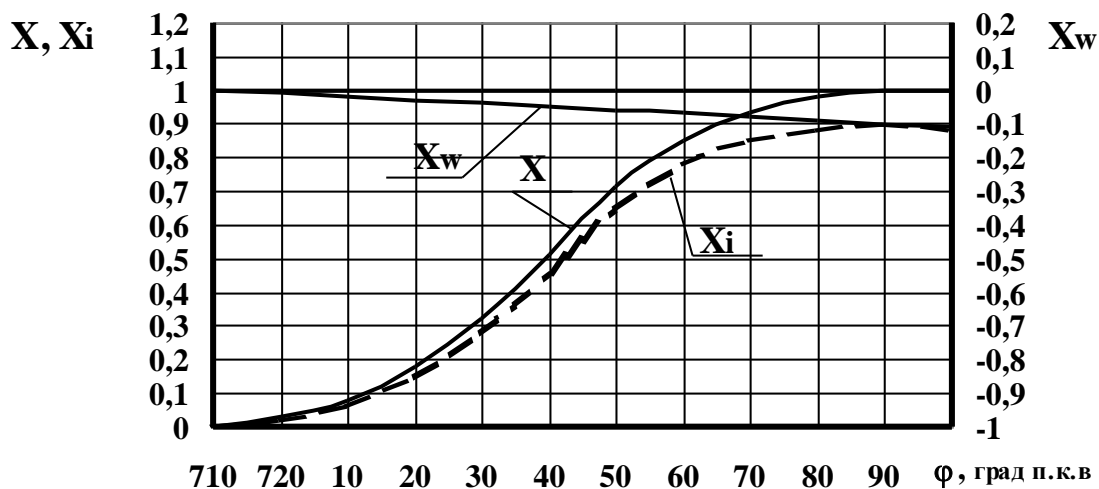


Рис. 2.3. Приклад зміни відносних часток тепловиділення x , теплопідведення x_i та теплових втрат x_w по куту повороту колінчастого вала при куті початку згоряння $\varphi_n=710^\circ$ п.к.в.

Як правило, x_i визначається шляхом обробки експериментально знятих індикаторних діаграм робочого процесу [57]. Зміну теплових втрат можна рахувати, як лінійну залежність $x_w=a+v\varphi$, яка будується як дотична до кривої $x_i=f(\varphi)$ і починається з моменту $\varphi_n=710^\circ$ п.к.в.

Для визначення закону згоряння $x=f(\varphi)$ існує багато залежностей. Базова модель допускає застосування будь-яких відомих або нових рівнянь чи залежностей моделей для x . Найбільш відомі емпіричні залежності для визначення x , запропоновані К.Нейманом [61], Б.М.Гончаром [25], і І.І.Вібе [57]. Більш точна, але і складна модель розроблена М.Ф.Разлейцевим [62]. Однак при користуванні нею доводиться виконувати великий обсяг попередніх розрахунків, у яких використовуються коефіцієнти, одержувані експериментальним шляхом для конкретного типу ДВЗ.

У даній методиці моделювання процесу вигорання палива в циліндрі здійснювалося з використанням формули проф. І.І.Вібе [57]

$$x = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi - \varphi_H}{\varphi_Z} \right)^{m+1}}, \quad (2.28)$$

де φ_z – тривалість згоряння по куту повороту колінчастого вала (п.к.в.);

φ_H – кут початку згоряння;

φ – поточний кут п.к.в.;

m – показник характеру згоряння.

Недоліком методу проф. І.І.Вібе є те, що він не враховував вплив на згоряння засобу сумішоутворення і режимних факторів [62]. Тому для окремих типів дизелів було досліджено, що " m " і " φ_z " визначаються в залежності від α_{ν} , n_D , B . Наприклад, для середньооборотних дизелів із камерою згоряння типу Гессельман:

$$m = 0, \text{ якщо } \frac{B}{1,247 \cdot 10^{-3}} < 0,52$$

і

$$m = 0,61159 B 10^3 - 0,3914971, \text{ якщо } \frac{B}{1,247 \cdot 10^{-3}} > 0,52 \quad (2.29)$$

$$\varphi_Z = \varphi_{Z \text{ ном}} \left(\frac{\alpha_{\text{ном}}}{\alpha_{\text{ц}}} \right)^{0,6} \sqrt{\frac{n_D}{n_{D \text{ ном}}}}. \quad (2.30)$$

Кут початку згоряння палива в циліндрі двигуна визначається за формулою

$$\varphi_{\text{нзгор}} = \varphi_{\text{впр}} + \varphi_{\text{зад}}, \quad (2.31)$$

де $\varphi_{\text{впр}}$ - кут початку вприскування палива в циліндр, ° п.к.в. (регулювальний параметр ДВЗ);

$\varphi_{\text{зад}}$ - кут затримки запалення палива в циліндрі, ° п.к.в. і обчислюється за формулою

$$\varphi_{\text{зад}} = 22,8 \times 10^{-6} n_{\text{д}} \left(1 - 1,610^{-4} n_{\text{д}}\right) \sqrt{\frac{10^6 T}{P}} e^{\frac{E}{8,314T}}, \quad (2.32)$$

де p, T – тиск і температура робочого тіла в циліндрі, Па і К;
 $E=22000$ кДж/кмоль - енергія активації.

Формули (2.29), (2.30) і (2.32) отримані шляхом обробки серії індикаторних діаграм тепловозних двигунів у широких діапазонах режимів роботи ($n_{\text{д}}, B$).

Кількість теплоти, яка передана за рахунок тепловіддачі від газу в стінки циліндра, можна визначити за рівнянням

$$\sum_{j=1}^l (q_{Sj} \cdot F_{qj}) = \sum_{j=1}^l \alpha_j (T_{\text{СТ}} - T) \cdot F_{qj}, \quad (2.33)$$

де F_{qj} - поверхні, що обгороджують об'єм циліндра і мають температуру $T_{\text{СТ}}$;

α_j - коефіцієнт тепловіддачі;

l - кількість цих поверхонь;

T - поточна температура робочого тіла (газу) у циліндрі.

При розгляді об'єму циліндра виділялися три поверхні, що його обгороджують, поршня, кришки й гільзи. Величини цих поверхонь визначаються за такими рівняннями:

$$F_{\text{П}} = k_1 \frac{\pi D^2}{4}; \quad (2.34)$$

$$F_K = k_2 \frac{\pi D^2}{4}; \quad (2.35)$$

$$F_T = \pi D S \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + 0,5 \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \right], \quad (2.36)$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти, що враховують збільшення поверхонь поршня й кришки за рахунок виточень, лунок і т.д. (значення k_1 і k_2 визначаються з використанням креслень кришки й поршня).

При розрахунку середня температура кожного елемента поверхні T_{CT} приймається постійною і визначається в залежності від температури T_{CTji} частини елемента поверхні (j -ї)

$$T_{CTj} = \frac{\int_{F_j} T_{CTji} dF_j}{F_j}, \quad (2.37)$$

де T_{CTji} – температура “ i -го” елемента “ j -ї” поверхні.

Значення T_{CTji} береться з експериментальних даних.

Величини поверхні гільзи F_T і температура уздовж її твірної змінюється протягом циклу. Зміну температури поверхні гільзи уздовж твірної можна з достатньою для практики точністю апроксимувати експонентою [5]

$$T_T = B_1 + B_2 e^{-\psi \frac{S_j}{S+\delta}}, \quad (2.38)$$

де ψ , B_1 і B_2 – деякі сталі;

S і δ – хід поршня і надпоршневий зазор.

Тоді, згідно з [5], із (2.37) після інтегрування можна отримати

$$T_{CTTi} \cdot F_{Ti} = \pi D \left[B_1 S + B_2 \frac{S+\delta}{\psi} \left(1 - e^{-\psi \frac{S_j}{S+\delta}} \right) \right]. \quad (2.39)$$

Визначення коефіцієнта тепловіддачі від газу в стінки камери згоряння α_J , що входить у рівняння (2.33), проходить не без деяких труднощів. З літературних джерел відома значна кількість формул для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газів у стінки камери згоряння ДВЗ, отриманих різними дослідниками шляхом обробки експериментальних даних при вивченні теплообміну в циліндрах різних типів двигунів. Їхні порівняльні оцінка й аналіз за методиками проведення експериментів, формою представлення результату, видом і кількістю обумовлених параметрів, що входять у формули, наведені в роботі [58]. Для транспортних дизелів із діаметром циліндра вище 150 мм з відкритою камерою згоряння для розрахунку тепловіддачі на тактах стискування та горіння-розширення може використовуватися формула Г. Вошні, а на тактах випуску та наповнення – формула Ейхельберга. Але в них уведені коефіцієнти, отримані в такий само спосіб, як і формули (2.29), (2.30), і (2.32).

Для такту стискування розрахунок може вестись з використанням рівняння

$$\alpha_{j_{CЖ}} = 2,28K_V D^{-0,2} C_m^{0,8} T^{-0,53} \left(\frac{P}{9,81} \right)^{0,8}, \quad (2.40)$$

а для такту горіння – розширення – формули

$$\alpha_{j_{ГР}} = K_V D^{-0,2} \left(\frac{P}{9,81} \right)^{0,8} T^{-0,53} \left[1,56C_m + \frac{3,24 \cdot 10^{-7} V_h (p - p_o) 10^{-5}}{848M} \right]^{0,8}, \quad (2.41)$$

де K_V – коефіцієнт, що враховує швидкісний режим:

$$K_V = \left[3,3 + 4,06942 \cdot 10^{-3} (n_{Дном} - n_{Д}) - 4,810467 \cdot 10^{-7} \sqrt{n_{Дном} - n_{Д}} \right] \cdot 8,06 \cdot 10^{-5}. \quad (2.42)$$

Для такту випуску розрахункова формула має вид

$$\alpha_{j_{вип}} = 2,684C_m^{0,333} \sqrt{\frac{PT}{9,81 \cdot 10^4}}; \quad (2.43)$$

а такту наповнення:

$$\alpha_{j_{\text{нан}}} = 34,16 C_m^{0,333} \sqrt{\frac{PT}{9,81 \cdot 10^4}}, \quad (2.44)$$

У формулах (2.40), (2.41), (2.43) і (2.44) C_m -середня швидкість поршня:

$$C_m = S \cdot n / 30. \quad (2.45)$$

2.2.2. Визначення складу та об'єму робочого тіла у розрахунковій зоні

Поточний об'єм циліндра і його збільшення обчислюється за формулою (1.43) або:

$$V = V_h \left\{ \frac{1}{\varepsilon - 1} + 0.5 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \right\}; \quad (2.46)$$

$$\Delta V = 0.5 V_h \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \Delta \varphi. \quad (2.47)$$

Кількість молів суміші в циліндрі можна визначити як

$$M_{CM} = M_s \left(1 + \gamma + x \frac{\beta_o - 1}{\alpha_{\text{ц}}} \right), \quad (2.48)$$

а масову кількість суміші як

$$\frac{M_{CM}}{\mu_{CM}} = \frac{M_s}{\mu_s} \left(1 + \gamma + x \frac{\beta_o - 1}{\alpha_{\text{ц}}} \right), \quad (2.49)$$

де β_o – коефіцієнт молекулярної зміни при $\alpha_{\text{ц}}=1$,

$$\beta_o = 1 + \frac{1}{L_o} \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right);$$

γ – коефіцієнт залишкових газів;

$\alpha_{\text{ц}}$ – коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі;
 x – частка палива, що згоріла до даного моменту часу.

Молекулярна маса суміші дорівнює

$$\mu_{CM} = \mu_{\text{гоз}} r_{\text{гоз}} + \mu_{n.c.} r_{n.c.}, \quad (2.50)$$

де $r_{n.c.}$ - молекулярна частка в суміші продуктів згорання,

$$r_{n.c.} = \frac{\gamma + x \frac{\beta_0}{\alpha_{\text{ц}}}}{1 + \gamma + x \frac{\beta_0 - 1}{\alpha_{\text{ц}}}}$$

$r_{\text{гоз}}$ - молекулярна частка повітря в суміші,

$$r_{\text{гоз}} = \frac{1 - \frac{x}{\alpha_{\text{ц}}}}{1 + \gamma + \frac{\beta_0 - 1}{\alpha_{\text{ц}}}}$$

Питомі мольні теплоємності повітря, продуктів згорання і їхньої суміші визначаються з урахуванням їх залежності від температури за формулами:

$$\mu C_{V_{\text{гоз}}} = a_{\text{гоз}} + b_{\text{гоз}} T, \quad (2.51)$$

$$\mu C_{V_{n.c.}} = a_{n.c.} + b_{n.c.} T, \quad (2.52)$$

$$\mu C_{V_{CM}} = \mu C_{V_{\text{гоз}}} r_{\text{гоз}} + \mu C_{V_{n.c.}} r_{n.c.}, \quad (2.53)$$

а масова теплоємність за формулою

$$C_{V_{CM}} = \frac{\mu C_{V_{CM}}}{\mu_{CM}}. \quad (2.54)$$

Числові значення коефіцієнтів “ a ” і “ b ” у формулах (2.51) і (2.52) наведені в літературі, наприклад, у [1, 3]. Найбільш влучними емпіричними виразами теплоємностей є формули (1.34)...(1.37). Аналогічно обчислюються $\mu C_{p_{\text{нов}}}$ і $\mu C_{p_{n.c.}}$.

2.2.3. Моделювання процесів у впускних та випускних системах

Інтенсивність потоку маси через контрольні поверхні газорозподільних органів у залежності від виду витікання визначається за формулами:

- для підкритичного витікання:

$$\frac{dG}{d\tau} = \rho_i W_i F_i = \mu_i F_i \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}; \quad (2.55)$$

- для надкритичного витікання:

$$\frac{dG}{d\tau} = \rho_i W_i F_i = \mu_i F_i \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} p_1 \rho_1}, \quad (2.56)$$

де p_1 і ρ_1 - тиск і густина робочого тіла з боку контрольної поверхні, де вони більші;

p_2 - тиск робочого тіла з того боку контрольної поверхні, де він менше;

$\mu_i F_i$ - ефективні прохідні перерізи газорозподільних органів та елементів проточних частин ДВЗ (розрахункові, як у [1], або отримані експериментально шляхом продування);

k - показник адіабати (береться з урахуванням складу і температури робочого тіла за формулою (1.33)).

Ентальпія робочого тіла, що перетинає контрольну поверхню, визначається по загальмованих параметрах:

$$h_i^x = C_{pmi} T_i, \quad (2.57)$$

де C_{pmi} і T_i - середня ізобарна масова теплоємність і температура з того боку контрольної поверхні, де тиск більший.

У результаті числового інтегрування системи рівнянь (2.21)...(2.23) можна отримати поточні значення тиску, температури і складу робочого тіла в циліндрі, а також показники якості процесу газообміну: маса повітряного заряду, коефіцієнти наповнення, витоку продувального повітря і залишкових газів, середній тиск насосних втрат (див. (1.1)...(1.4)).

Параметри робочого тіла у випускному колекторі визначаються шляхом числового інтегрування рівнянь

$$dT = \frac{1}{C_v G} \left(\sum_{j=1}^l q_{Fj} F_{qj} - C_v T \sum_{i=1}^{z_i+1} \rho_i W_i F_i + \sum_{j=1}^{z_i+1} h_i^x \rho_i W_i F_i \right), \quad (2.58)$$

$$dp = p \left(\frac{\sum_{i=1}^{z_i+1} \rho_i W_i F_i}{G} d\tau + \frac{dT}{T} \right), \quad (2.59)$$

$$\frac{dG}{d\tau} = \sum_{i=1}^{z_i+1} \rho_i W_i F_i, \quad (2.60)$$

які отримані з основної системи (2.18)...(2.20).

Тут $q_v=0$ і $d=0$, тому що у випускній системі відсутнє тепловиділення та об'єм колектора постійний $V=\text{const}$, значення кількості циліндрів у даному випускному колекторі z_l залежить від типу системи випуску: одноколекторна чи багатколекторна. Для одноколекторної системи як джерела маси виступають усі циліндри ($z_l=z$), а як стік – вхідний патрубок турбіни або сопло перетворювача імпульсів, тому підсумовування за кількістю контрольних поверхонь для кожного випускного колектора йде до $(z_l + 1)$. Великою втрат теплоти q_F крізь поверхні, що обгороджують об'єм колектора F_q , в теплоізованих, як правило, випускних колекторах дизелів можна знехтувати, тому

$$\sum_{j=1}^l q_{Fj} F_{qj} = 0. \quad (2.61)$$

Якщо між випускними колекторами та турбіною є перетворювачі імпульсів, як це показано на схемі рис. 2.2, їх розрахунок можна вести за методом, який викладений у роботі [41].

2.2.4. Моделювання сумісної роботи дизеля та турбокомпресора

Моделювання роботи турбокомпресора (ТК) проводиться з урахуванням динаміки руху його ротора завдяки дії крутильного моменту від газових сил у підсумку по кожному газоходу турбіни M_{Ti} , гальмових моментів механічного опору $M_{м.о.ТК}$ та компресора M_K :

$$\frac{d\omega_{TK}}{d\tau} = \frac{1}{J_{TK}} \left(\sum_{i=1}^k M_{Ti} - M_K - M_{м.о.ТК} \right), \quad (2.62)$$

де ω_{TK} - кутова швидкість ротора ТК;
 J_{TK} - момент інерції ротора ТК.

$$M_{Ti} = \frac{G_{Ti} \cdot H_{адTi} \cdot \eta_{Ti}}{\omega_{TK}}, \quad (2.63)$$

$$M_K = \frac{G_K \cdot H_{адK}}{\omega_{TK} \cdot \eta_K}, \quad (2.64)$$

де $H_{адTi}$ і $H_{адK}$ - відповідно адіабатичні питомі роботи розширення у турбіні та стискування у компресорі;
 G_{Ti} , G_K , η_{Ti} і η_K - відповідно миттєві значення витрат газу та повітря через ТК, ККД турбіни і компресора, які визначаються при розрахунку процесів у колекторах дизеля та у компресорі і турбіні.

Величини $H_{адTi}$ і $H_{адK}$ можна визначити за формулами:

$$H_{адTi} = \frac{\kappa_{Ti}}{\kappa_{Ti} - 1} R_{Ti} T_{Ti} \left[1 - \left(\frac{p_{3T}}{p_{Ti}} \right)^{\frac{\kappa_{Ti} - 1}{\kappa_{Ti}}} \right], \quad (2.65)$$

$$H_{ад.к} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_0 \left(\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (2.66)$$

де p_{Ti} й p_{3T} - тиск газу перед "і-м" входом у турбіну і за турбіною;
 π_{κ} - ступінь підвищення тиску в компресорі;
 T_{Ti} і T_0 - температура газу перед турбіною і повітря перед компресором;
 k і k_{Ti} - показники адіабат повітря і продуктів згоряння (визначається з урахуванням складу і температур газу).

Характеристики компресорів турбокомпресорів у виді графічних залежностей відомі. Так, наприклад, на рис. 2.4 показана універсальна характеристика компресора турбокомпресора ТК-34 для дизеля 10Д100.

Подібна паспортна характеристика може бути введена в програму розрахунку відносно приросту витрати повітря та ККД компресора у вигляді поліномів третього ступеня:

$$dG_K = \left(a_1 + a_2 n_{TK} + a_3 \pi_K + a_4 n_{TK}^2 + a_5 \pi_K^2 + a_6 n_{TK} \pi_K + a_7 n_{TK}^3 + a_8 \pi_K^3 + a_9 n_{TK} \pi_K^2 + a_{10} n_{TK}^2 \pi_K \right) \sqrt{\frac{293}{T_0} \frac{P_0}{101300}} d\tau; \quad (2.67)$$

$$\eta_K = b_1 + b_2 n_{TK} + b_3 \pi_K + b_4 n_{TK}^2 + b_5 \pi_K^2 + b_6 n_{TK} \pi_K + b_7 n_{TK}^3 + b_8 \pi_K^3 + b_9 n_{TK} \pi_K^2 + b_{10} n_{TK}^2 \pi_K. \quad (2.68)$$

Характеристики турбін визначають у вигляді залежностей $\eta_T = f(u/c_{ад})$, приклад яких наведено на рис. 2.5.

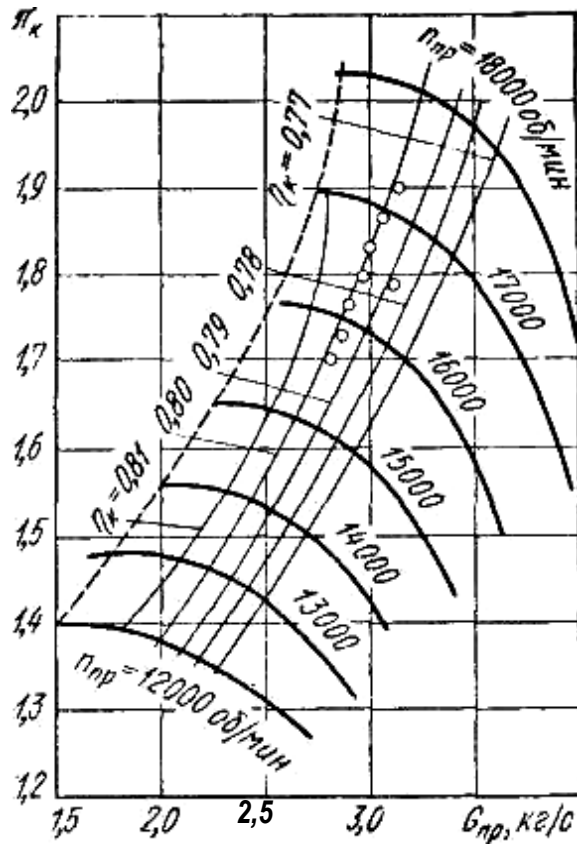


Рис.2.4. Універсальна характеристика компресора турбокомпресора ТК-34

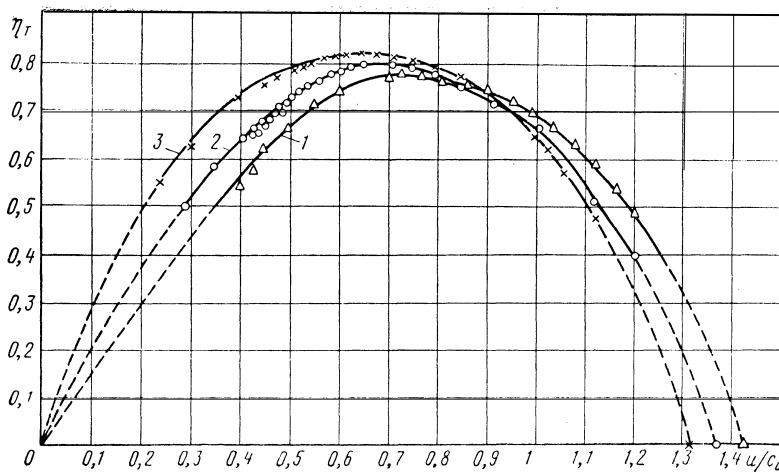


Рис. 2.5. Залежність ККД турбіни турбокомпресора ТК-34 від u/c_0 при різних значеннях перерізу соплового апарата турбіни:
 1 - $F_{ca} = 129 \text{ см}^2$; 2 - $F_{ca} = 126 \text{ см}^2$; 3 - $F_{ca} = 122 \text{ см}^2$

Характеристики турбін зазначених вище турбокомпресорів уводяться в програму розрахунку у вигляді апроксимуючої залежності, яка запропонована у вигляді [60]

$$\eta_{Ti} = \eta_{T \max} \left(B_0 + B_1 \bar{X} + B_2 \bar{X}^2 + B_3 \bar{X}^3 \right) - \frac{0,03 X_{ad}}{\sin \alpha} \frac{1 - \varepsilon_{II}}{\varepsilon_{II}}, \quad (2.69)$$

де B, B_1, B_2 і B_3 – постійні коефіцієнти;

$X = X_{ad} / X_{opt}$; $X_{ad} = u / c_{ad}$;

X_{opt} , - значення X_{ad} , при якому досягається максимум значення ККД $\eta_{T \max}$;

c_{ad} – адіабатична швидкість, яка відповідає адіабатичному теплоперепадку у ступені турбіни;

u - окружна швидкість на периферійному діаметрі колеса турбіни;

ε_n - ступінь геометричної парціальності турбіни;

α - кут виходу потоку із соплового апарата турбіни.

Витратна характеристика турбіни визначає залежність елементарної маси газу, яка виходить з випускного колектора крізь відповідний сектор соплового апарата турбіни за рахунок перепаду тиску p_T / p_1 , де p_1 , згідно з рис. 2.2, є тиск у зазорі між сопловим апаратом та робочим колесом турбіни. Він може визначатися за формулою двоступеневого дроселя [2]:

$$p_1 = p_{3T} \left[(1 - \rho) + \rho \pi_T^{(k_T - 1)/k_T} \right]^{k_T / (k_T - 1)} \quad (2.70)$$

або за методом, який викладено у [45]. Тоді

$$\frac{dG_T}{d\tau} = \rho_T W_T F_{CA} = \mu F_{CA} \sqrt{2 \frac{k_T}{k_T - 1} R T_T \left[\left(\frac{p_1}{p_T} \right)^{\frac{2}{k_T}} - \left(\frac{p_1}{p_T} \right)^{\frac{k_T + 1}{k_T}} \right]}. \quad (2.71)$$

Для визначення параметрів газів за турбіною в розрахунковій схемі двигуна (див. рис.2.2) виділена окрема зона, яка відділена двома контрольними поверхнями: однією – від турбіни, іншою – від глушника. Вона подана у вигляді ємності визначеного об'єму,

витікання газу з якої відбувається через еквівалентний отвір з гідравлічним опором, рівним опору трубопроводу від турбіни до глушника.

Для опису процесу в такій ємності можна скористатися рівняннями збереження маси, енергії й рівнянням стану у вигляді:

$$dG = dG_{3T} - dG_{OT}, \quad (2.72)$$

$$dT_{OT} = \frac{1}{C_{Vm}G} (C_{pm,3T}T_{3T}G_{3T} - C_{pm}T_{OT}G_{OT} - C_{Vm}T_{3T}G_{3T} + C_{Vm}T_{OT}G_{OT})d\tau, \quad (2.73)$$

$$dP_{OT} = p \cdot \left(\frac{dG_{3T} - dG_{OT}}{G} + \frac{dT_{OT}}{T_{OT}} \right). \quad (2.74)$$

У даній системі dG_{3T} визначається за видатковою характеристикою турбіни з урахуванням, що

$$dG_{3T} = G_{3T}d\tau, \quad (2.75)$$

а маса газу, що вийшов через еквівалентний отвір за формулою

$$dG_{OT} = \mu_{OT}F_{OT} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} R_{OT}T_{OT} \left[\left(\frac{p'_0}{p} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p'_0}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \times d\tau, \quad (2.76)$$

де p - тиск газів у зоні;

p'_0 - тиск газів на вході в глушник, $p'_0 = p_0 + \Delta p$;

Δp - гідравлічний опір глушника.

Температура газу на виході з турбіни визначається за формулою

$$T_{3T} = T_T \left[1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{(K_T-1)}{K_T}}} \right) \right]. \quad (2.77)$$

2.2.5. Моделювання динаміки руху колінчастого вала двигуна

Моделювання руху колінчастого вала двигуна проводиться з урахуванням крутильних моментів, які створюються газовими силами від кожного циліндра, моментів опору, які створюються внутрішніми втратами та зовнішнім навантаженням. До газових сил та їх моментів $M_{Гj}$ відносяться сили тиску і їх моменти у робочих процесах стискування – горіння – розширення та газообміну. Внутрішні витрати $M_{м.о.}$ складаються з втрат на приведення агрегатів дизеля та втрат на тертя. Зовнішнє навантаження $M_{нав.}$ створюється користувачем (у тепловозі – електричним генератором). Рівняння руху колінчастого вала має такий вираз:

$$\frac{d\varpi}{d\tau} = \frac{1}{J_{пр.к.в.}} \left(\sum_{j=1}^z M_{Гj} - M_{м.о.} - M_{нав.} \right), \quad (2.78)$$

де $J_{пр.к.в.}$ - приведений до осі колінчастого вала момент інерції усіх частин дизеля, що рухаються;
 z - число циліндрів дизеля.

Згідно з розкладанням сил у кривошипно-шатунному механізмі двигуна:

$$M_{\partial j} = P_{\partial j} \cdot \frac{S \cdot \sin(\varphi + \beta)}{2 \cdot \cos \beta}, \quad (2.79)$$

де S - хід поршня;
 φ - кут повороту колінчастого вала;
 β - кут відхилення шатуна від осі циліндра;
 $P_{Гj}$ - підсумкова сила від тиску газів та тяжіння:

$$P_{\partial j} = (p_j - p_{кар}) \cdot \frac{\pi D^2}{4} + (m_n \cdot g)_z, \quad (2.80)$$

де D - діаметр циліндра;

p_j - миттєве значення тиску газів у циліндрі;
 $p_{кар}$ - тиск картерних газів;
 m_n - маса частин, які рухаються поступово.

Момент механічного опору $M_{м.о.}$ у дизелі визначається з експерименту як функція частоти обертання колінчастого вала та індикаторної роботи. Момент навантаження $M_{нав}$ для випадку тепловозного дизеля з електрогенератором може визначатись за формулою

$$T_c(\omega) \cdot \frac{d M_{нав}}{d\tau} + M_{нав} = K_1(\omega) \cdot \omega, \quad (2.81)$$

де $k_1(\omega)$ і $T_c(\omega)$ - коефіцієнт підсилення та постійна часу навантаження тепловоза.

2.2.6. Визначення індикаторних та ефективних показників ДВЗ

Показники газообміну за даними уточненого розрахунку визначаються за формулами (1.1)...(1.4).

Основні індикаторні показники двигуна на сталих режимах визначаються за відомими формулами (1.5), (1.6), (1.11), (1.12).

Ефективна потужність дорівнює, кВт

$$N_e = \frac{p_e V_h n_D z}{30 \cdot i \cdot 10^3}, \quad (2.82)$$

а питома ефективна витрата палива дорівнює

$$g_e = \frac{120 \cdot B \cdot z \cdot n_D}{i \cdot N_e}, \quad (2.83)$$

де z і V_h - число циліндрів і робочий об'єм циліндра;

p_e - середній ефективний тиск;

i - тактність двигуна;

B - циліндрова циклова подача палива.

У моделі p_e визначається за формулою

$$p_e = p_i - p_{mo} + p_{hx} \quad (2.84)$$

де p_i й p_{hx} – середній індикаторний тиск і середній тиск насосних ходів, обумовлені в процесі розрахунку робочого циклу, Па

$$p_i - p_{mo} = \frac{\sum_{i=1}^z \int_0^{720} p dV}{z \cdot V_h}, \quad (2.85)$$

де p_{mo} – середній тиск механічних опорів, Па.

p_{mo} визначається тільки експериментальним шляхом. Причому для одержання достовірних даних доводиться використовувати відразу кілька методів: обробка індикаторних діаграм, прокручування двигуна від стороннього джерела енергії, метод “вибігу”, відключення циліндрів. Результати експериментів вводяться в модель робочого циклу у вигляді емпіричної залежності p_{mo} від параметрів, що характеризують режим двигуна. Якщо моделюється робочий цикл проектованого двигуна (якого немає в металі), то в модель вводять емпіричні залежності по двигунах близької розмірності і швидкості. Як правило, середній тиск механічних втрат p_{mo} визначається за емпіричними формулами, які отримані в результаті обробки експериментальних даних. Наприклад, для тепловозних двигунів Д70, або Д80

$$p_{mo} = 0,45 p_i^{0,35} (4,667 + C_m) \quad (2.86)$$

2.3. Моделювання всережимного регулятора

Паралельно робочому процесу ДВЗ моделюється робота всережимного ізодромного регулятора за допомогою математичної моделі, яка наведена у роботі [63] та показана

нижче. Вихідним параметром для цієї моделі є прискорення, яке визначається за формулою (2.87). У підсумку рішення за допомогою моделі регулятора, яка виявляє собою систему диференціальних порівнянь другого порядку, є хід рейки паливних насосів дизеля, який пов'язано з новим значенням циклової подачі палива до циліндра дизеля.

Схема всережимного ізодромного регулятора наведена на рис 2.6.

Одним з головних компонентів моделі перехідного процесу є модель всережимного регулятора дизеля. Встановлюється величина зтягнення пружини 18 регулятора за заданою схемою дії згідно з експлуатаційним циклом. Потім діє програма “Регулятор”, вихід з якої є нове значення циклового подавання палива. При зміні циклової порції палива діє розрахунок перехідного процесу до досягнення нового режиму, після чого розраховується сталий процес. В основі програми “Регулятор” лежать такі рівняння:

Рівняння руху чутливого елемента:

$$m_m \frac{d^2 z}{d\tau^2} = A(z)\omega_p^2 - F_{np} - k_3 \left(\frac{dz}{d\tau} + \frac{dz_{em}}{d\tau} \right) - F_{nc}, \quad (2.87)$$

де m_m - приведені до осі руху маси усіх деталей, що зв'язані із

$$\text{муфтою, } m_m = \sum_{i=1}^n m_i ;$$

$A(z)$ - коефіцієнт приведення, що залежить від конструкції вантажів 19 і переміщення ;

z - переміщення золотника 20 (муфти):

$A(z)\omega_p^2$ - приведена до осі муфти відцентрова сила вантажів 19;

F_{np} - зусилля всережимної пружини 18:

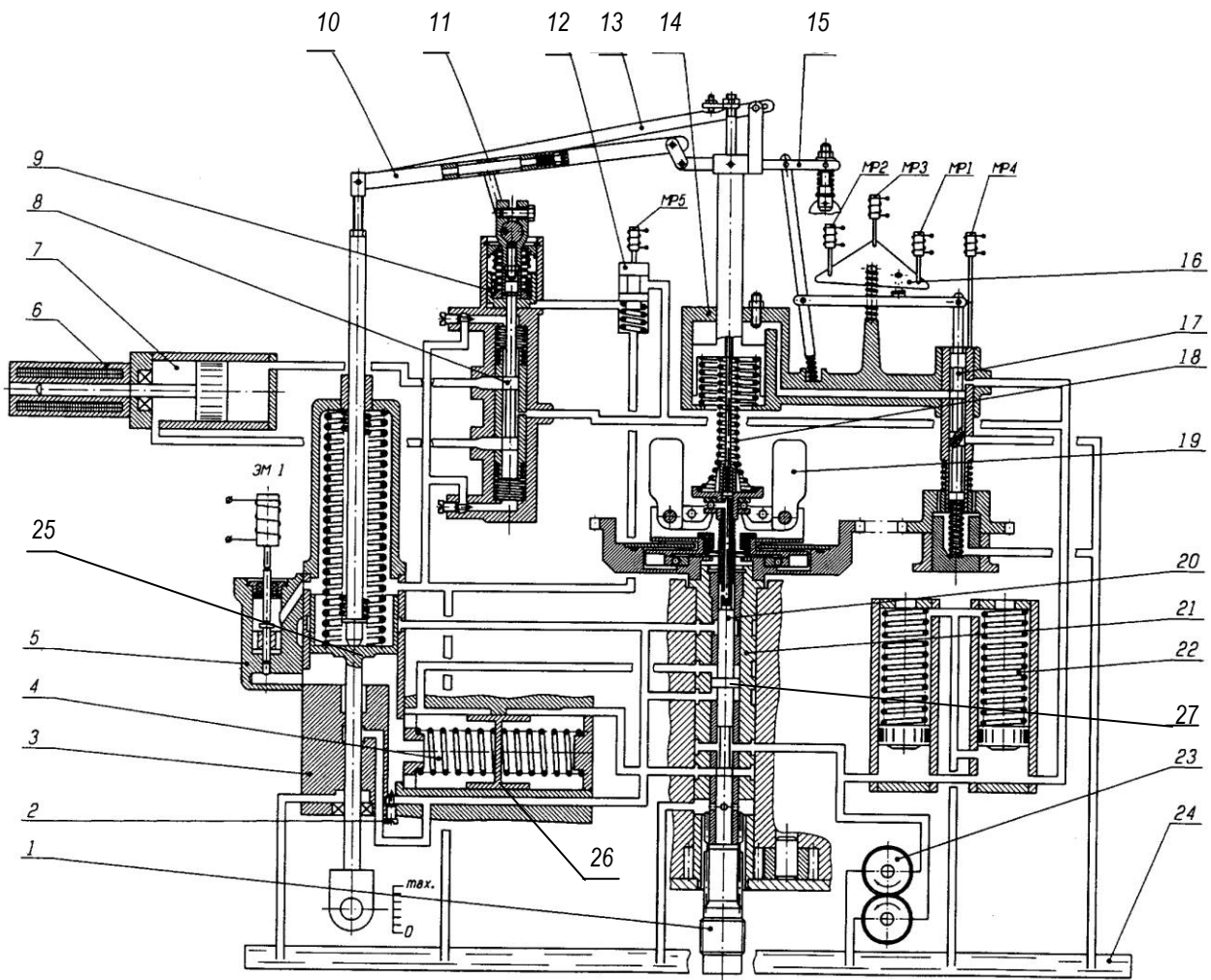


Рис. 2.6. Принципова схема регулятора частоти обертання та потужності

1 - валик привода; 2 - голка іздррома; 3 - сервомотор силовий; 4 - система іздромного зворотного зв'язку; 5 - стоп- пристрій; 6 - індуктивний датчик регулятора потужності; 7 - сервомотор регулятора потужності; 8 - золотникова частина управління системою регулювання потужності; 9 - вимикач системи регулювання потужності; 10 - важільна система зворотного зв'язку; 11 - траверса; 12 - клапан; 13 - важіль; 14 - сервомотор управління; 15 - важільна система; 16 - трикутна пластина; 17 - золотникова частина управління; 18 - пружина вимірника; 19 - вантажі вимірника; 20 - золотник; 21 - золотникова частина регулятора частоти обертання; 22 - акумулятор масла; 23 - масляний насос; 24 - масляна ванна; 25 - поршень сервомотора; 26 - поршень іздррома; 27 - поясок золотника управління сервомотором

$$F_{np} = c_0 + c_1(z + z_{зад}) + c_2(z + z_{зад})^2, \quad (2.88)$$

де c_0 - сила попереднього зтягування пружини;

c_1, c_2 - константи;

$z_{зад}$ - величина зтягування пружини, що відповідає заданому швидкісному режиму;

k_3 - коефіцієнт, що враховує тертя в рухомих деталях муфти і золотника;

$z_{ем}$ - переміщення золотникової втулки 21;

$F_{нч}$ - вага рухомих частин муфти, золотника і всережимної пружини.

Рівняння руху золотникової втулки:

$$m_{ем} \frac{d^2 z_{ем}}{d\tau^2} = (P_0 - P_{уз}) S_{кор} - F_{пр.кор} + k_3 \left(\frac{dz}{d\tau} - \frac{dz_{ем}}{d\tau} \right) - k_{ем} \frac{dz_{ем}}{d\tau} - F_3, \quad (2.89)$$

де $m_{ем}$ - маса деталей, що зв'язані із золотниковою втулкою;

$S_{кор}$ - активна площа коректора;

$F_{пр.кор}$ - сила пружини, що залежить від попереднього зтягування пружини і переміщення:

$$F_{пр.кор} = F_{пр.кор}^0 \text{Sign}(z_{ем}) + c_4 z_{ем}, \quad (2.90)$$

де $F_{пр.кор}^0$ - попереднє зтягування пружини золотникової втулки;

c_4 - коефіцієнт, що враховує тертя при русі золотникової втулки об буксу регулятора;

F_3 - вага рухомих частин золотникової втулки.

Рівняння руху поршня сервомотора 25:

$$m_{сд} \frac{d^2 x}{d\tau^2} = (P_{сд} - P_0) S_{сд} - (P_{уз} - P_0) S_{уз} - F_{пр.сд} - k_{сд} \frac{dx}{d\tau} - F_{неп} \text{Sign} \frac{dx}{d\tau} - F_2, \quad (2.91)$$

де m_{cd} - маса рухомих деталей, що зв'язані із сервомотором;
 x - переміщення поршня сервомотора;
 P_{cd} - тиск масла на активну площину силового поршня сервомотора;
 S_{cd} - активна площа силового поршня сервомотора;
 P_0 - атмосферний тиск;
 $P_{уз}$ - тиск масла на активну площину $S_{уз}$ компенсувального поршня ізодромного зв'язку 4;
 $F_{np.cd} = F_{np.cd}^0 + c_3 x$ - сила пружини сервомотора;
 $F_{np.cd}^0$ - сила попереднього затягування пружини сервомотора;
 c_3 - коефіцієнт, що враховує жорсткість пружини сервомотора;
 k_{cd} - коефіцієнт, що враховує тертя в силовому і компенсувальному поршнях сервомотора;
 $F_{пер}$ - зусилля, необхідне для перестановки органів керування дизелем (передачі від штока сервомотора до паливних рейок);
 F_2 - вага поршнів (силового і компенсувального), штока сервомотора і пружини.

Рівняння нерозривності потоку масла в порожнинах золотника і силового поршня сервомотора може бути подане для двох можливих випадків:

- при сполученні порожнини під силовим поршнем з акумулятором 22:

$$S_{cd} \frac{dx}{d\tau} = \mu_z f(z, z_{em}, r) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_{cd})}; \quad (2.92)$$

- при сполученні порожнини під силовим поршнем із зливом у масляну ванну 24:

$$-S_{cd} \frac{dx}{d\tau} = \mu_z f(z, z_{em}, r) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{cd} - P_0)}, \quad (2.93)$$

де $f(z, z_{em}, r)$ - площа прохідного перерізу отвору в золотниковій втулці 21, що залежить від радіуса і взаємного розташування втулки і плунжера;

$$\mu_z f(z, z_{em}, r) = \mu_z r^2 (\arccos x - x\sqrt{1-x^2}),$$

$$x = 1 - |z_0 - z + z_{em}| / r,$$

де z_0 - переміщення муфти, коли отвір перекритий;

r - радіус отвору в золотниковій втулці (під пояском плунжера);

μ_z - коефіцієнт витрати через отвори в золотнику;

ρ - густина масла при робочій температурі;

P_m - тиск масла в акумуляторі.

Рівняння нерозривності потоку масла в порожнинах ізодромного зворотного зв'язку 4:

$$S_{uz} \frac{dx}{d\tau} = -S_{kop} \frac{dz_{em}}{d\tau} + \alpha_{uz} (P_{uz} - P_0) + k_u S(z_{em}) (P_{uz} - P_0), \quad (2.94)$$

де α_{uz} - коефіцієнт витрати масла через голку ізодрома 2;

k_u - коефіцієнт витікання;

$S(z_{em})$ - площа отворів у буксі, що відчиняються поршнем золотникової втулки.

Вхідними параметрами є частота обертання вала регулятора 1 і затягування всережимної пружини 18. Невідомими функціями часу є:

z - переміщення муфти або золотника 20;

z_{em} - переміщення золотникової втулки 21;

x - переміщення поршня сервомотора 25;

P_{uz} - тиск масла на активну площину компенсуючого поршня 26 ізодромного зв'язку 4;

P_{co} - тиск масла на активну площину поршня сервомотора 25.

Усі переміщення вузлів (z, z_{em}, x) нагору приймаються позитивними, униз - негативними, z змінюється від 0 до z_{max} (максимальне переміщення плунжера золотника), z_{em} змінюється від 0 до $z_{em,max}$, x змінюється від $-x_{max}$ до $+x_{max}$.

При рівноважному положенні сил, що діють на золотник, золотникову втулку і сервомотор, положення їх визначається попереднім затуванням відповідних пружин.

Останній час замість механічних регуляторів (див. рис. 2.6), модель яких викладена вище, широко застосовують електронні регулятори на базі мікропроцесорної техніки. В таких регуляторах можна закласти будь-який закон регулювання. У такому випадку модель використовує спрощену методику розрахунку регулятора як пропорційно – інтегрального:

$$B_{ци} = B_{цином} \left\{ 1 + k \left[T(n_{завд} - n_{ном}) / n_{ном} + \int_0^{\tau} (n_{завд} - n_{ном}) / n_{ном} d\tau \right] / T \right\}, \quad (2.95)$$

де $B_{ци}$, $B_{цином}$ – циклові подачі відповідно нова та поточна;

$n_{завд}$, $n_{ном}$ - частоти обертання колінчастого вала відповідно завдана та поточна;

k – коефіцієнт передачі;

T – постійна часу.

2.4. Методика розрахунку утворення оксидів азоту в циліндрі дизеля

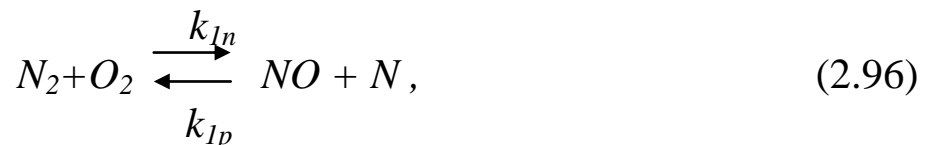
Найбільш шкідливими компонентами випускних газів дизельних двигунів є оксиди азоту, тому механізму їх утворення приділяється велика увага.

Оксиди азоту, що утворюються при згорянні органічного палива в повітрі, розділяють на термічні, швидкі і паливні. В основі такої класифікації лежать уявлення про різні механізми утворення NO_x [64]. Експериментально доведено [65], що у випускних газах дизелів кількість оксиду азоту NO складає вище 90% від всіх інших окислів азоту. У роботах [64...66] показано,

що при температурах вище 2000 К утворення NO відбувається за термічним механізмом, і при вирішенні практичних задач внеском інших видів механізму утворення загальної концентрації NO можна знехтувати. Такий підхід обумовив широке використання для розрахунків процесів утворення NO математичних моделей, що базуються на рівняннях термічної теорії, запропонованих у роботі [66].

У даній моделі на основі термічної теорії шляхом узагальнення даних про кінетику реакцій і урахування особливостей згоряння в дизелях була прийнята для практичного використання двозонна модель утворення оксиду азоту [67]. Модель базується на допущенні, що утворення NO у зоні продуктів згоряння, де місцевий коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1$, відбувається двома шляхами: ланцюговим і бімолекулярним [65, с. 35].

У ланцюговому механізмі основними реакціями є:



При бімолекулярному механізмі утворення оксиду азоту відбувається така реакція:



На підставі рівнянь (2.96)...(2.98) було отримано диференціальне рівняння, що дозволяє розраховувати концентрацію r_{NO} оксиду азоту в будь-який момент часу в зонах продуктів згоряння [65, с.42]:

$$\frac{dr_{NO}}{d\tau} = \frac{p \cdot r_{N_2}}{41,6 \cdot T_{cp}} \cdot \left(1 - \frac{r_{NO}^2}{k_4 \cdot r_{O_2} \cdot r_{N_2}} \right) \cdot \left(\frac{k_{1n}^c \cdot r_O}{1 + \frac{k_{1p}^c \cdot r_{NO}}{k_{2n}^c \cdot r_{O_2}}} + \frac{k_{4n}^c \cdot r_{O_2}}{2} \right), \quad (2.99)$$

де p – поточне значення тиску газів у циліндрі;

T_{cp} – поточна середня по масі газу температура всіх продуктів згорання.

Вона визначається з урахуванням зміни за часом кількості молей свіжого заряду і продуктів згорання ($M_{nz}=f_1(\tau)$, $M_{cm}=f_2(\tau)$) і відомої емпіричної залежності для закону згорання палива $x=x(\tau)$, а також відомих умов теплообміну між газом у циліндрі й стінками.

У роботі [65] наведені всі необхідні залежності для розрахунку констант швидкості реакцій k_4 , k_{1n} , k_{1p} , k_{2n} , k_{4n} , рівноважних концентрацій r , r_{NO} , r , r_2 і середньої по масі температури T_{cp} у зоні продуктів згорання.

Диференціальне рівняння (2.99) дозволяє підрахувати зміну концентрації r_{NO} за деякий проміжок часу $d\tau$ (крок розрахунку), якщо відбуваються реакції, що йдуть по рівняннях (2.96)...(2.98), відомі поточні миттєві значення p , T_{cp} , r , r_{NO} , r , r_2 , а кількість молів продуктів згорання не змінюється. Рівняння (2.99) дає лише усереднений облік зміни за часом кількості молів продуктів згорання – через поточні значення тиску і температури, що у свою чергу залежать від кількості молів. Насправді концентрація NO змінюється за рахунок дії декількох механізмів. Припустимо, що протікають такі процеси:

- реакції утворення NO по рівняннях (2.96)...(2.98);
- додавання в зону продуктів згорання порцій нових, тільки що утворених продуктів;
- додавання в зону, де відбуваються процеси утворення NO , порцій продуктів згорання, що унаслідок турбулентного перемішування виявилися на якийсь час біля відносно холодної

стілки камери згоряння й охолонули до температур, при яких реакції по рівняннях (2.96)...(2.98) не йдуть.

У знову утворених порціях продуктів згоряння початкова концентрація $r_{NO} = 0$, тому що реакції по рівняннях (2.96)...(2.98) тільки починаються. Унаслідок додавання порцій, що не містять NO , відбувається «розведення» існуючої зони продуктів згоряння, що викликає зменшення концентрації оксиду азоту.

Розглянемо детальніше роль теплообміну між зоною продуктів згоряння і стінками циліндра. Як уже підкреслювалося, середня по масі температура продуктів згоряння визначається в [65] з урахуванням конвективного теплообміну. Інтенсифікація теплообміну приводить до зменшення T_{cp} і швидкостей утворення NO за рахунок зменшення констант швидкостей реакцій. Насправді конвективний теплообмін між газом і стінками циліндра викликає більш складний зв'язок між рівнем температури продуктів згоряння й інтенсивністю утворення NO . Він обов'язково передбачає наявність градієнта температури в газі біля стінки. Причому безпосередньо біля стінки газ приймає її температуру. Якщо врахувати те, що температура стінки камери згоряння знаходиться в межах 450...500 К, а реакції утворення NO протікають, починаючи з температури 2000 К і вище, то можна зробити висновок про те, що поблизу стінок камери згоряння існує зона, у якій реакції утворення NO через низьку температуру не протікають. Розміри цієї зони обмежені, з одного боку, поверхнею камери та кришки циліндра, а з іншого – умовною ізотермічною поверхнею з температурою 2000 К. Таким чином, ми приходимо до тризонної моделі процесів у циліндрі, що передбачає існування зони свіжого заряду, зони продуктів згоряння, у якій відбуваються реакції утворення NO (надалі активна зона), і зони продуктів згоряння поблизу стінки циліндра, де утворення NO не відбувається (надалі пасивна зона). Рух турбулентних молів викликає безупинне перемішування газів в активній і в пасивній зонах. Тому поточні значення концентрації NO будемо в обох зонах вважати однаковими. При цьому пасивна зона виконує роль буфера, у якому процеси, що протікають по рівняннях (2.96)...(2.98), не відбуваються, але значення поточної концентрації NO у цій зоні змінюються за часом унаслідок перемішування з газом активної зони.

Виходячи з наведених вище уявлень про характер протікання процесів у зоні продуктів згоряння, можна запропонувати математичну модель для розрахунку концентрації термічного оксиду азоту в циліндрі дизеля, що буде враховувати утворення NO по реакціях (2.96)...(2.98), зменшення концентрації внаслідок розведення зони продуктів згоряння порціями газу, що не містять NO , і наявність пасивної зони біля стінки.

Кількість молів NO значно менше, ніж кількість молів продуктів згоряння. Це дає можливість визначати концентрацію оксиду азоту в зоні продуктів згоряння за спрощеною залежністю:

$$r_{NO}(\tau) = \frac{M_{NO}^A(\tau) + M_{NO}^P(\tau)}{M_{ПС}^A(\tau) + M_{ПС}^P(\tau)}, \quad (2.100)$$

де $M_{NO}^A(\tau)$, $M_{NO}^P(\tau)$ – кількість молів оксиду азоту в активній і в пасивній зонах;

$M_{ПС}^A(\tau)$, $M_{ПС}^P(\tau)$ – кількість молів продуктів згоряння в активній і пасивній зонах.

Тоді похідна від концентрації за часом може бути виражена за формулою

$$\begin{aligned} \frac{dr_{NO}}{d\tau} &= \frac{(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P) \cdot \frac{dM_{NO}^A}{d\tau} - (M_{NO}^A + M_{NO}^P) \cdot \frac{d(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P)}{d\tau}}{(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P)^2} = \\ &= \frac{M_{ПС}^A}{(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P)} \cdot \frac{1}{M_{ПС}^A} \cdot \frac{dM_{NO}^A}{d\tau} - r_{NO} \cdot \frac{1}{(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P)} \cdot \frac{d(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P)}{d\tau}, \end{aligned} \quad (2.101)$$

або

$$\frac{dr_{NO}}{d\tau} = \psi \cdot \left(\frac{dM_{NO}^A}{d\tau} \right)_{M_{ПС}=const} - r_{NO} \cdot \frac{1}{(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P)} \cdot \frac{d(M_{ПС}^A + M_{ПС}^P)}{d\tau} \quad (2.102)$$

Коефіцієнт ψ у рівнянні (2.102) являє собою відносне число молів продуктів згоряння, що знаходяться в активній зоні.

Похідна $(dM_{NO}^A / d\tau)_{MPC=const}$ характеризує зміну концентрації NO в активній зоні в результаті реакцій (2.96)...(2.98) при фіксованому числі молів продуктів згоряння і цілком збігається з правою частиною рівняння (2.99). Інший член рівняння (2.102) можна розглядати, як виправлення, що враховує зміну концентрації NO у результаті розведення знову утвореними порціями продуктів згоряння. Знак (-) перед цим виправленням підкреслює той факт, що розведення завжди викликає зменшення концентрації.

Далі зробимо оцінку значення коефіцієнта ψ у формулі (2.102).

Відомо, що в турбулентному потоці, обмеженому двома рівнобіжними площинами, профіль швидкості в напрямку, перпендикулярному поверхні, визначається емпіричною формулою [68, с. 57]

$$w(y) = w_o \cdot (y/\delta)^{1/m}, \quad (2.103)$$

де y і δ - відповідно відстані від поверхні до точки в потоці і до осі симетрії потоку;

w_o – максимальна швидкість потоку, а саме швидкість на осі симетрії потоку.

Прийmemo для продуктів згоряння число Прандтля $Pr=1$. Тоді швидкість горіння і надлишкові щодо температури стінки T_{CT} температури газу в потоці будуть між собою подібні. Надлишкову температуру газу в будь-якій точці потоку можна знайти, як

$$\theta = \theta_o \cdot (y/\delta)^{1/m}, \quad (2.104)$$

де $\theta = T - T_{CT}$, $\theta_o = T_o - T_{CT}$.

У формулі (2.104) замість максимальної надлишкової температури запишемо її вираз через середню по масі

надлишкову температуру в зоні продуктів згоряння. У цьому випадку будемо мати

$$\theta = \theta_{CP} \cdot (m+1) \cdot (y/\delta)^{1/m} / m = (T_{CP} - T_{CT}) \cdot (m+1) \cdot (y/\delta)^{1/m} / m. \quad (2.105)$$

Відносне число молів продуктів згоряння в пасивній зоні буде залежати від відносних розмірів пасивної зони, абсолютних значень середньої по масі температури в пасивній зоні і середньої по масі температури всіх продуктів згоряння:

$$M_{ПС}^P / (M_{ПС}^P + M_{ПС}^A) = (y_{T=2000} / \delta) \cdot (T_{CP} / T_{CP}^P). \quad (2.106)$$

У пасивній зоні розподіл температури в напрямку, перпендикулярному до стінки, має характер, близький до лінійного. Тому прийемо

$$T_{CP}^P = 0,5 \cdot (T_{CT} + 2000) \quad (2.107)$$

Розв'язуючи (2.105)...(2.107), одержимо формулу для визначення коефіцієнта ψ :

$$\psi = 1 - \frac{M_{ПС}^P}{M_{ПС}^A + M_{ПС}^P} = 1 - \frac{y_{T=2000}}{\delta} \cdot \frac{T_{CP}}{T_{CP}^P} = 1 - \left(\frac{2000 - T_{CT}}{T_{CP} - T_{CT}} \cdot \frac{m}{m+1} \right)^m \cdot \frac{T_{CP}}{T_{CP}^P} \quad (2.108)$$

Розрахунок похідної $(dM_{NO}^A / d\tau)_{M_{ПС}=const}$ тепер варто проводити, використовуючи не середню по масі температуру всіх продуктів згоряння T_{CP} , а середню по масі температуру продуктів згоряння в активній зоні, тому що саме від температури в активній зоні залежать значення констант швидкостей реакцій по рівняннях (2.96)...(2.98). Цю температуру можна визначити за формулою

$$T_{CP}^A = T_{CT} + (T_{CP} - T_{CT}) \cdot \frac{\left\{ 1 - \left[\frac{2000 - T_{CT}}{(T_{CP} - T_{CT}) \cdot \frac{m+1}{m}} \right]^{m+1} \right\}}{\left\{ 1 - \left[\frac{2000 - T_{CT}}{(T_{CP} - T_{CT}) \cdot \frac{m+1}{m}} \right]^m \right\}} \quad (2.109)$$

Значення m у (2.103)...(2.109) для турбулентного потоку залежить від числа Рейнольдса Re . Збільшення Re приводить до збільшення m . У трубах при $Re=1,1 \cdot 10^5$ $m=7$, а при $Re=3,24 \cdot 10^6$ $m=10$ [68, с.57]. За даними [58], у камерах згоряння дизелів різних типів число Re у період згоряння знаходиться в межах $1 \cdot 10^5 \dots 5 \cdot 10^6 \dots$. Виходячи з цього, можна прийняти $m=8 \dots 10$. Інтегрування рівняння (2.102) при початкових умовах $r_{NO}(\tau)_{\tau=0}=0$ дозволяє визначити поточну концентрацію оксиду азоту в зоні продуктів згоряння.

Поточну середню концентрацію NO , а саме число молів NO , віднесене до загального числа молів заряду в циліндрі, можна визначити за формулою

$$r_{NO}^{CP} = \frac{M_{NO}^A + M_{NO}^P}{M_{HC}^A + M_{HC}^P + M_{CM}} \quad (2.110)$$

З наведеної трizonної моделі як окремий випадок впливає базова двозонна модель [65]. Для цього потрібно прийняти $m \rightarrow \infty$ і припустити, що доданок у (2.102), що враховує розведення зони продуктів згоряння новими порціями, дорівнює нулю.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Як в експлуатації завантажені транспортні двигуни за часом?
2. Напишіть формулу визначення середньоексплуатаційної витрати палива.
3. На які зони поділяється розрахункова схема розгорнутого ДВЗ з газотурбінним наддуванням?
4. Які загальні рівняння входять до системи рівнянь, що моделюють фізичні явища у проточних частинах ДВЗ за газодинамічним методом?
5. Які рівняння входять до системи рівнянь, що моделюють фізичні явища у проточних частинах ДВЗ за термодинамічним методом?
6. Який критерій встановлює достатність застосування термодинамічного методу при моделюванні фізичних явищ у проточних частинах ДВЗ?
7. Що означає закон згоряння і яка його структура за формулою І.І.Вібе?
8. Як моделюються теплові втрати крізь стінки, які обмежують циліндр ДВЗ?
9. Від чого залежить величина коефіцієнта тепловіддачі від газів у стінки, які обмежують циліндр ДВЗ?
10. Як моделюються процеси у впускних та випускних системах?
11. Як моделюється сумісна робота дизеля та турбокомпресора?
12. У чому полягає моделювання динаміки перехідного процесу?
13. Моменти яких сил утворюють динаміку руху ротора турбокомпресора та колінчастого вала дизеля?
14. Як спрощено можна моделювати регулятор дизеля?
15. Які хімічні рівняння лежать в основі моделювання утворення оксидів азоту в циліндрі дизеля?
16. За якими рівняннями визначається поточна концентрація оксидів азоту у циліндрі дизеля?

3. МОДЕЛЮВАННЯ СТАЛИХ ТА ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ТРАНСПОРТНИХ ДВЗ

3.1. Програма розрахунку робочих процесів дизелів

На кафедрі теплотехніки та теплових двигунів УкрДАЗТ за наданою вище методикою складено програму розрахунку робочих процесів дизелів на алгоритмічній мові “Turbo Pascal” за блочною структурою, яка наведена на рис.3.1.

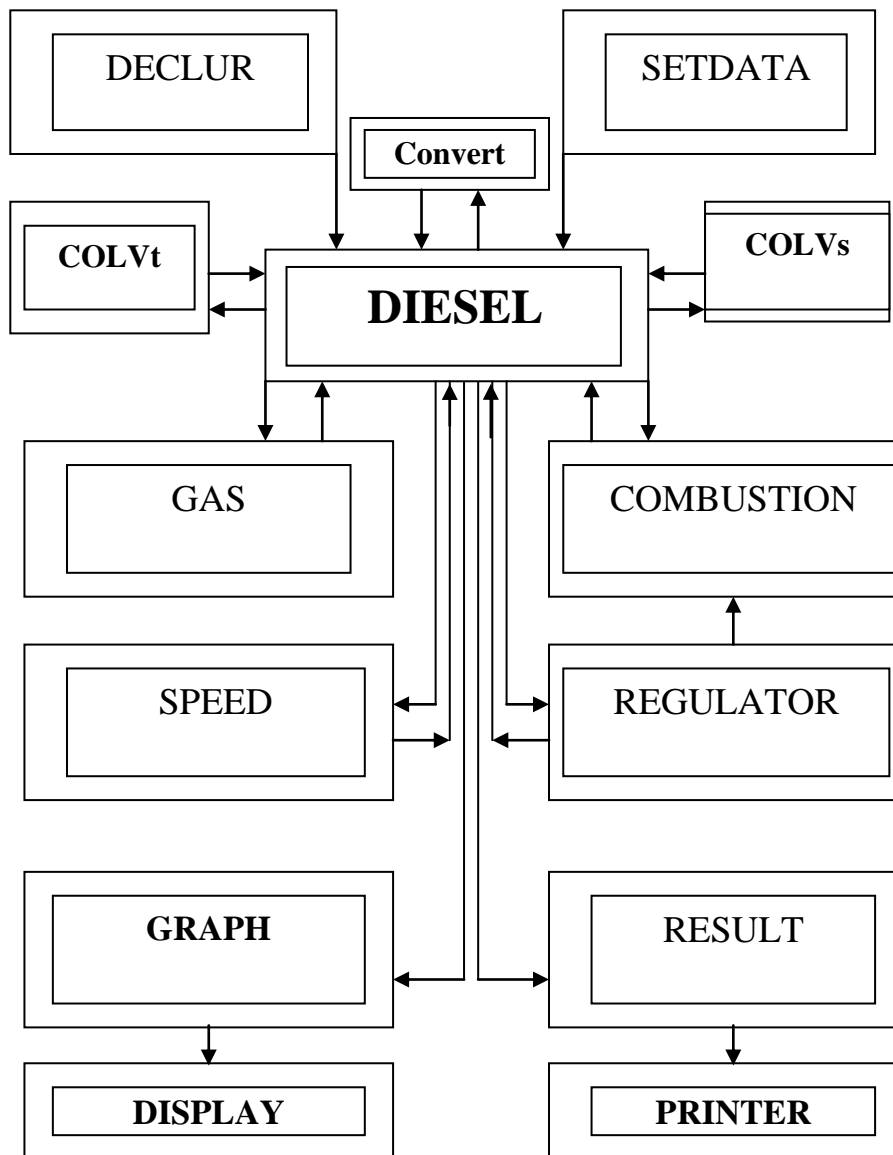


Рис.3.1. Блок-схема програми розрахунку робочого процесу ДВЗ

Програма має 12 пов'язаних між собою блоків. Перш за все це керівний блок "Diesel", за допомогою якого пов'язані усі розрахункові блоки. Попередніми до цього блоку є блок "Declare", у якому описані усі ідентифікатори, та блок "Setdata", у якому до програми вводяться вихідні дані. Основним лічильником-аргументом є кут обертання колінчастого вала. Виходячи з розміру цього кута програма "Diesel" вмикає або блок розрахунку газообміну у циліндрі ДВЗ (блок "Gaz"), або блок розрахунку робочого процесу у циліндрі (стискування – згоряння – розширення) (блок "Combustion"). Процес розраховується одночасно у всіх циліндрах ДВЗ та у всіх впускних та випускних колекторах, у газовій турбіні та у повітряному компресорі системи газотурбінного наддування (ГТН). При цьому є змога розраховувати різноманітні системи ГТН: імпульсну, ізобарну (блоки "ColVt" та "ColVs") та систему з перетворювачем імпульсів (ПІ) (блок "Convert"). Вихідними даними є усі конструктивні параметри дизеля та його систем ГТН, регулювання подачі палива, режимні параметри (задані частоти обертання колінчастого вала, задана потужність дизеля). При розрахунку перехідного процесу спочатку розраховується сталий процес, від якого починається розгін або гальмування, а після його збігання вмикається програма "Speed" (Розгін), яка триває доки не будуть досягнені задані частота обертання колінчастого вала та потужність двигуна на цільовому режимі. При цьому на екрані дисплея забезпечується індикація змінних процесів за рахунок роботи блока "Graph". При розгоні циклова порція палива коректується за рахунок дії програми "Regulator", що моделює роботу багаторежимного регулятора непрямої дії з ізодромним зворотним зв'язком. Усі дані виводяться на екран дисплея або на принтер за допомогою блока "Result".

У програмі використано деякі стандартні математичні та спеціальні процедури розрахунку прохідних перерізів клапанів, розрахунку об'ємів циліндрів, інтерполяції та ін. Підрахунок змінних значень кутів повороту колінчастого вала здійснюється від 0° п.к.в. (поворот колінчастого вала), що розглядається як в.м.т. згоряння першого за порядком роботи циліндра ДВЗ. Весь цикл складає 720° п.к.в. для чотиритактного двигуна та 360° п.к.в. для двотактного. При утворенні алгоритму та програми

розрахунку було використано багато емпіричних формул щодо згоряння та теплообміну.

Програма дозволяє розраховувати робочі процеси в багатьох проточних зонах розгорнутого багатоциліндрового ДВЗ з різними варіантами схем ГТН. Ці варіанти наведені на рис. 3.2. та 3.3.

На рис. 3.2 наведені такі схеми:

1. Схема звичайного ГТН із вільним турбокомпресором (ТК);
2. Схема одноступеневого ГТН із приводним компресором та силовою турбіною;
3. Схема ГТН із двоступеневим розширенням, де силова турбіна друга по ходу випускних газів;
4. Схема ГТН із паралельними турбінами, з яких одна силова;
5. Схема ГТН із двоступеневим розширенням, де силова турбіна перша по ходу випускних газів;
6. Схема ГТН із двоступеневим розширенням і стискуванням, в якій усі компресори та турбіни посаджені на один вал. При цьому цей вал може бути пов'язаний із колінчастим валом через редуктор.

На рис.3.3 наведені схеми із двоступеневим стискуванням:

1. Схема з приводним компресором другого ступеня. Перший ступінь стискування – компресор вільного ТК;
2. Схема з приводним компресором першого ступеня. Другий ступінь стискування – компресор вільного ТК;
3. Схема з двома вільними ТК, у якій перша по ходу газів турбіна приводить перший по ходу повітря компресор, а друга по ходу газів турбіна приводить другий по ходу повітря компресор;
4. Схема з двома вільними ТК, у якій перша по ходу газів турбіна приводить другий по ходу повітря компресор, а друга по ходу газів турбіна приводить перший по ходу повітря компресор;

В усіх варіантах схем проміжний або кінцевий охолоджувачі повітря можуть бути відсутніми.

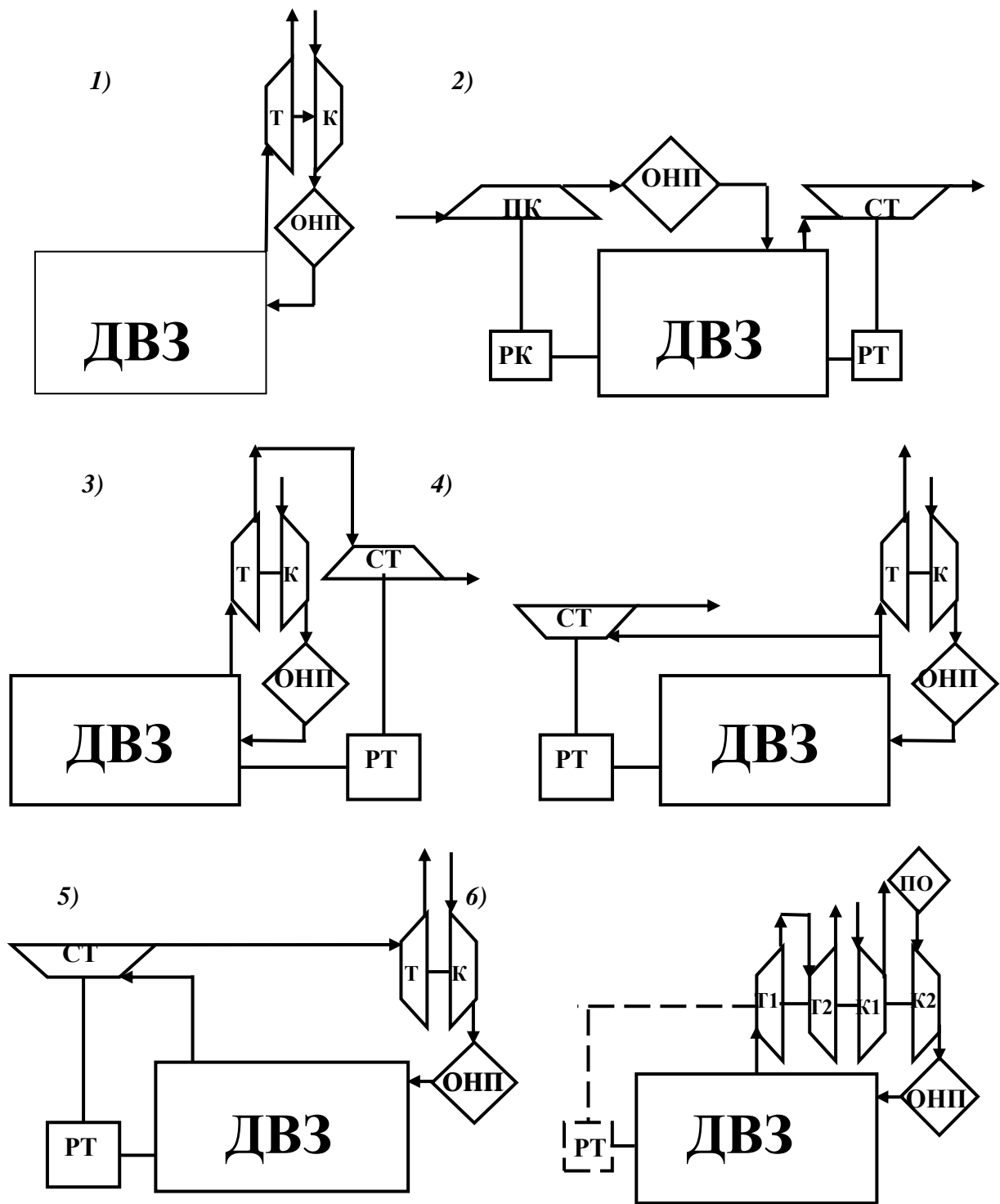


Рис.3.2. Можливі розрахункові схеми різних систем ГТН:
ОНП – охолоджувач наддувального повітря, ПО – проміжний охолоджувач, Т – турбіна, К – компресор, СТ – силова турбіна, РК – редуктор приводу компресора, РТ – редуктор передачі потужності від силової турбіни на колінчастий вал, ПК – привідний компресор

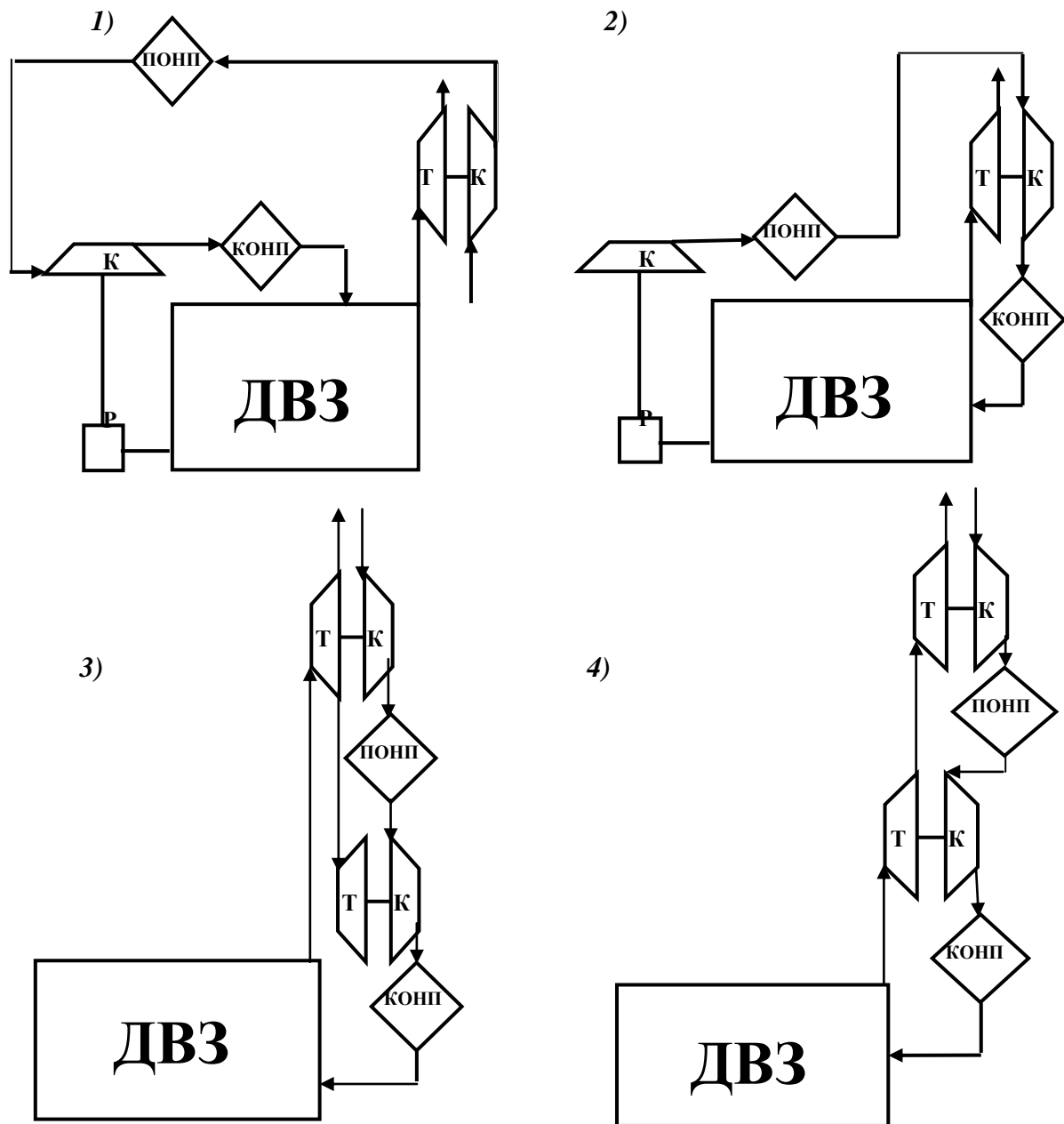


Рис.3.3. Можливі розрахункові схеми систем двоступеневого наддування:

ПОНП – проміжний охолоджувач наддувального повітря;
 КОНП – кінцевий охолоджувач наддувального повітря;
 Р- редуктор приводу компресора, Т- турбіна, К - компресор

Передбачено також варіант рис.3.2-1 із привідним ТК, який пов'язаний з колінчастим валом. При цьому, якщо потужність турбіни більша, ніж потужність компресора, надлишок потужності передається на колінчастий вал. Якщо потужності турбіни не вистачає на приведення компресора недолік потужності компенсується від колінчастого вала.

3.2. Моделювання сталих режимів роботи транспортних дизелів

Завдяки згаданій вище програмі можна моделювати робочі процеси дизелів на сталих режимах, як на режимі номінальної потужності, так і на окремих точках експлуатаційної характеристики. При цьому можна розраховувати як один окремий режим, так і всю характеристику в цілому. При розрахунку окремого режиму можна отримати індикаторні діаграми та режимні параметри дизеля в цілому та по окремих циліндрах. Останні виводяться на друк на принтер окремою командою. Індикаторні діаграми висвічуються наприкінці розрахунку на екрані дисплея разом із даними параметрів дизеля в цілому та у першому циліндрі. Ця картина може переводитися спеціальною програмою у систему «Word» і потім вставлятися у текст наукового звіту. Приклад цього подано на рис. 3.4 для дизеля 8Д80 маневрового тепловоза.

Рис. 3.4 є копією екрана монітора ПЕОМ. Тут також наведені основні показники роботи дизеля. Ці показники означають таке:

N_i – індикаторна потужність, кВт;

N_e – ефективна потужність, кВт;

η_{tk1} – ККД турбокомпресора;

g_i і g_e – індикаторна й ефективна витрати палива, кг/(кВт·год);

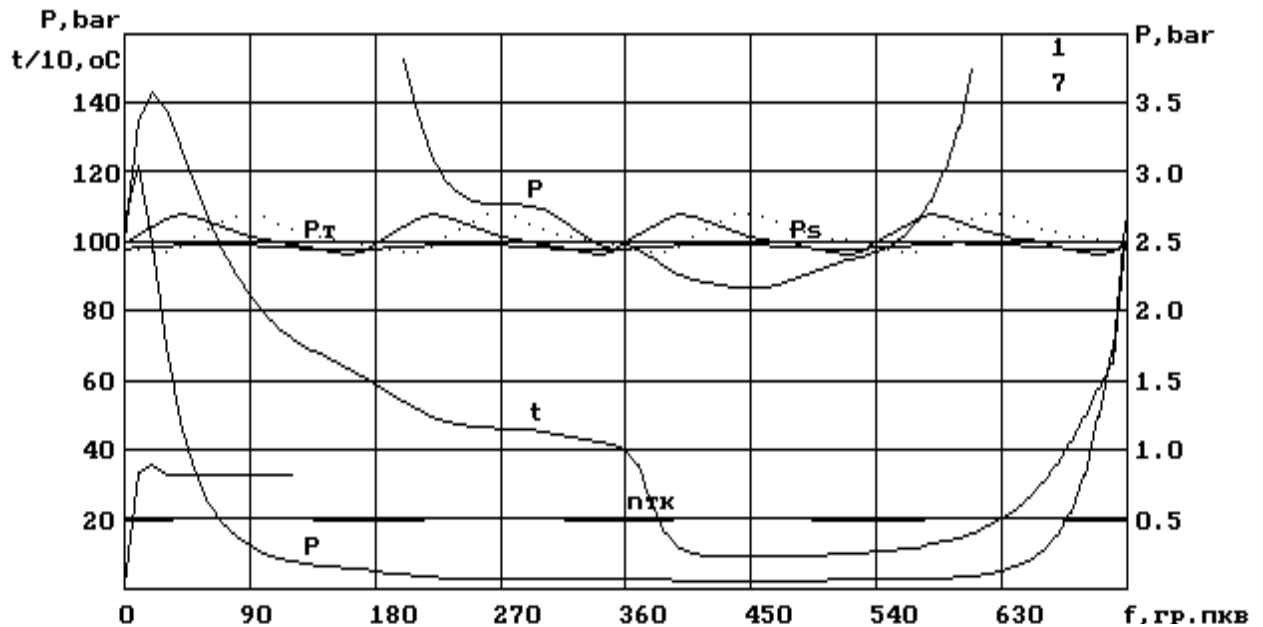
E_{vs} – коефіцієнт наповнення η_{vs} ;

P_i і P_e – середній індикаторний і середній ефективний тиск, Па;

γ_m – коефіцієнт залишкових газів γ ;

E_i й E_{ef} – індикаторний η_i і ефективний η_e ККД дизеля;

α – коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі дизеля α ;



Ni= 1.305E+0003	Ne= 1.103E+0003	Eтк1= 5.574E-0001
gi= 1.740E-0001	ge= 2.060E-0001	Evs= 9.023E-0001
Pi= 1.353E+0006	Pe= 1.141E+0006	гам= 7.564E-0002
Ei= 4.822E-0001	Eef= 4.112E-0001	Ац= 2.372E+0000
Pк= 2.467E+0005	Ps= 2.454E+0005	Упр= 0.000E+0000
Wог= 1.903E-0001	Pтс= 2.540E+0005	Pнх= -5.831E+0004
Tк= 4.122E+0002	Ts= 3.456E+0002	Ек1= 7.443E-0001
Pz= 1.227E+0007	Tтс= 7.784E+0002	Del= -4.889E-0002
fng= 714	нтк= 1.971E+0004	Bс= 9.466E-0004
fz= 8.777E+0001	Gs= 2.193E+0000	Gот= 0.000E+0000
m= 1.874E-0001	Eт1= 7.488E-0001	gNO= 9.893E+0000

Рис.3.4. Розрахункові індикаторні діаграми параметрів робочого процесу (p, t) у першому по порядку роботи циліндрі та у суміжних системах впуску та випуску (p_s, p_T) по куту повороту колінчастого вала (f) і основні режимні параметри дизеля 8Д80 із двоколекторною випускною системою на режимі номінальної потужності ($N_e=1103$ кВт, $n = 1000$ хв⁻¹)

P_k і P_s – тиск наддувного повітря після компресора і перед впускними клапанами p_k і p_s , Па;

$U_{пр}$ – коефіцієнт витоку продувального повітря (v);

$W_{ог}$ – відносні втрати теплоти в робочому циклі через стінки циліндра w ;

$P_{тс}$ – середній за цикл тиск газів перед турбіною $p_{тср}$, Па;

$P_{нх}$ – середній тиск насосних ходів $p_{нх}$, Па;
 T_k і T_s – температури повітря після компресора і після охолоджувача наддувного повітря, К;
 $\eta_{к1}$ – ККД компресора η_K турбокомпресора;
 P_z – максимальний тиск згоряння p_z , Па;
 $T_{гс}$ – середня температура випускних газів перед турбіною $T_{гс}$, К;
 $\varphi_{нг}$ – кут початку горіння палива φ_n , ° п.к.в.;
 $n_{тк}$ – частота обертання ротора турбокомпресора, хв^{-1} ;
 V_c – циклова подача палива у циліндр дизеля, кг;
 φ_z – тривалість горіння палива φ_z , ° п.к.в.;
 G_s – витрата повітря через дизель, кг/с;
 m – показник в емпіричній характеристиці згоряння Вібе;
 $\eta_{т1}$ – ККД турбіни турбокомпресора;
 g_{NO} – питомий викид оксидів азоту, г/(кВт·год).

На рис. 3.4 показані криві зміни тиску по куту повороту колінчастого вала у випускних колекторах P_t (суцільною лінією в одному колекторі, крапками – в іншому), у впускному ресивері P_s , у першому по порядку роботи циліндрі P . Останнє показано у двох масштабах: по лівій шкалі в процесах стискування, горіння і розширення, а в період газообміну по правій шкалі, також як P_t і P_s . Також тут показані середня температура газів у циліндрі - t і частота обертання ротора ТК - $n_{тк}$.

Як приклад надаються результати розрахунку планованого для застосування на новому маневровому тепловозі дизеля 8Д80. Дизель восьмициліндровий, V-подібний, виготовлений у ДП «Завод імені Малишева». Випускна система двоколекторна. Фази газорозподілу дизеля 8Д80: кут початку відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в.; кут закінчення закриття випускних клапанів $\varphi_{e'} = 405^\circ$ п.к.в.; кут початку відкриття впускних клапанів $\varphi_d = 310^\circ$ п.к.в.; кут закінчення закриття впускних клапанів $\varphi_{d'} = 584^\circ$ п.к.в. Кут початку вприскування палива в циліндр варіювався в межах $\varphi_{впр} = 710^\circ$ п.к.в. Ступінь стиску $\varepsilon = 13$. Площа мінімального прохідного перетину соплового апарата турбіни турбокомпресора ТК30 $F_{ca} = 60 \text{ см}^2$.

Розрахунковий вибір раціональних конструктивних параметрів дизеля проводився за середньоексплуатаційною питомою витратою палива з накладеними обмеженнями на максимальний тиск згоряння p_z і температуру газів перед турбіною T_T . Для варіанта 8Д80 із номінальною потужністю $N_e=1100$ кВт ці обмеження були вибрані, як $p_z = 12,5$ МПа і $T_T = 823$ К.

При розрахунку тепловозної характеристики робота дизеля 8Д80 для маневрового тепловоза моделювалася на дев'ятьох точках експлуатаційної характеристики (вісім позицій контролера машиніста та холостий хід) з наступним відносним завантаженням по часу τ на кожній точці:

- VIII поз. $N_e=1103$ кВт, $n = 1000$ хв⁻¹, $\tau = 0,2\%$;
- VII поз. $N_e=1000$ кВт, $n = 910$ хв⁻¹, $\tau = 0,3\%$;
- VI поз. $N_e=832$ кВт, $n = 815$ хв⁻¹, $\tau = 1,2\%$;
- V поз. $N_e=660$ кВт, $n = 720$ хв⁻¹, $\tau = 4,1\%$;
- IV поз. $N_e=500$ кВт, $n = 630$ хв⁻¹, $\tau = 8,8\%$;
- III поз. $N_e=337$ кВт, $n = 525$ хв⁻¹, $\tau = 17,4\%$;
- II поз. $N_e=208$ кВт, $n = 400$ хв⁻¹, $\tau = 17,5\%$;
- I поз. $N_e= 90$ кВт, $n = 300$ хв⁻¹, $\tau = 4,9\%$;
- Х.Х. $N_e= 15$ кВт, $n = 300$ хв⁻¹, $\tau = 45,6\%$.

Результати розрахунків робочого циклу дизеля 8Д80 на всіх точках експлуатаційної характеристики подані в табл. 3.1 і 3.2 і на рис. 3.5 і 3.6. Ці таблиці і графіки будуються за допомогою спеціальної програми, до якої у процесі розрахунку основної програми передаються дані по кожній точці характеристики. За цими даними визначається також середньоексплуатаційна питома ефективна витрата палива $g_{e\text{ сер.е.}}$. Для дизеля 8Д80 $g_{e\text{ сер.е.}} = 0,236$ кг/(кВт·год). На рис. 3.7 наведена гістограма розподілу завантаження дизеля в експлуатації за часом (білі прямокутники). Там же показана частка палива, у відсотках, витрачена на кожному розглянутому режимі експлуатаційної характеристики (чорні прямокутники). Усі таблиці, графіки та гістограми є копіями екрана дисплея комп'ютера, які перетворено завдяки спеціальній програмі у систему «Microsoft Word».

Таблиця 3.1

Параметри дизеля 8Д80 на окремих точках характеристики

№ Поз.	T_t , К	P_z , бар	α	γ	η_{vs}	U	η_i	η_T	η_K	n_{TK} , $хв^{-1}$	G_s , кг/с
8	778	123	2.37	0.08	0.90	0.00	0.48	0.75	0.74	19706	2.19
7	766	119	2.31	0.05	0.92	0.01	0.47	0.75	0.75	19215	1.92
6	751	109	2.20	0.04	0.92	0.02	0.47	0.75	0.78	17878	1.55
5	750	97	2.02	0.04	0.91	0.02	0.45	0.74	0.80	15341	1.16
4	762	84	1.80	0.07	0.86	0.02	0.44	0.73	0.79	11925	0.81
3	758	72	1.65	0.11	0.81	0.01	0.42	0.72	0.74	7886	0.53
2	697	65	1.64	0.14	0.76	0.00	0.39	0.68	0.70	4569	0.35
1	559	56	2.21	0.19	0.71	0.00	0.35	0.67	0.68	2643	0.25
0	435	40	6.21	0.20	0.71	0.00	0.24	0.68	0.68	2450	0.24

Таблиця 3.2.

Параметри дизеля 8Д80 на окремих точках характеристики

№ Поз.	n , $хв^{-1}$	N_e , кВт	g_e , кг/кВтг	P_i , бар	P_e , бар	$P_{нх}$, бар	P_k , бар	P_t , бар	T_s , К
8	1000	1103	0.2060	13.53	11.41	-0.58	2.47	2.54	346
7	910	999	0.2043	13.15	11.37	-0.35	2.29	2.26	342
6	815	832	0.2046	12.00	10.57	-0.13	2.00	1.88	336
5	720	660	0.2078	10.66	9.50	-0.01	1.68	1.54	330
4	630	501	0.2144	9.23	8.24	0.02	1.38	1.30	325
3	525	338	0.2257	7.53	6.68	0.00	1.15	1.13	325
2	400	208	0.2414	6.12	5.40	-0.02	1.04	1.06	325
1	300	90	0.2795	3.67	3.10	-0.05	1.01	1.02	326
0	300	15	0.5876	0.87	0.50	-0.06	1.01	1.02	326

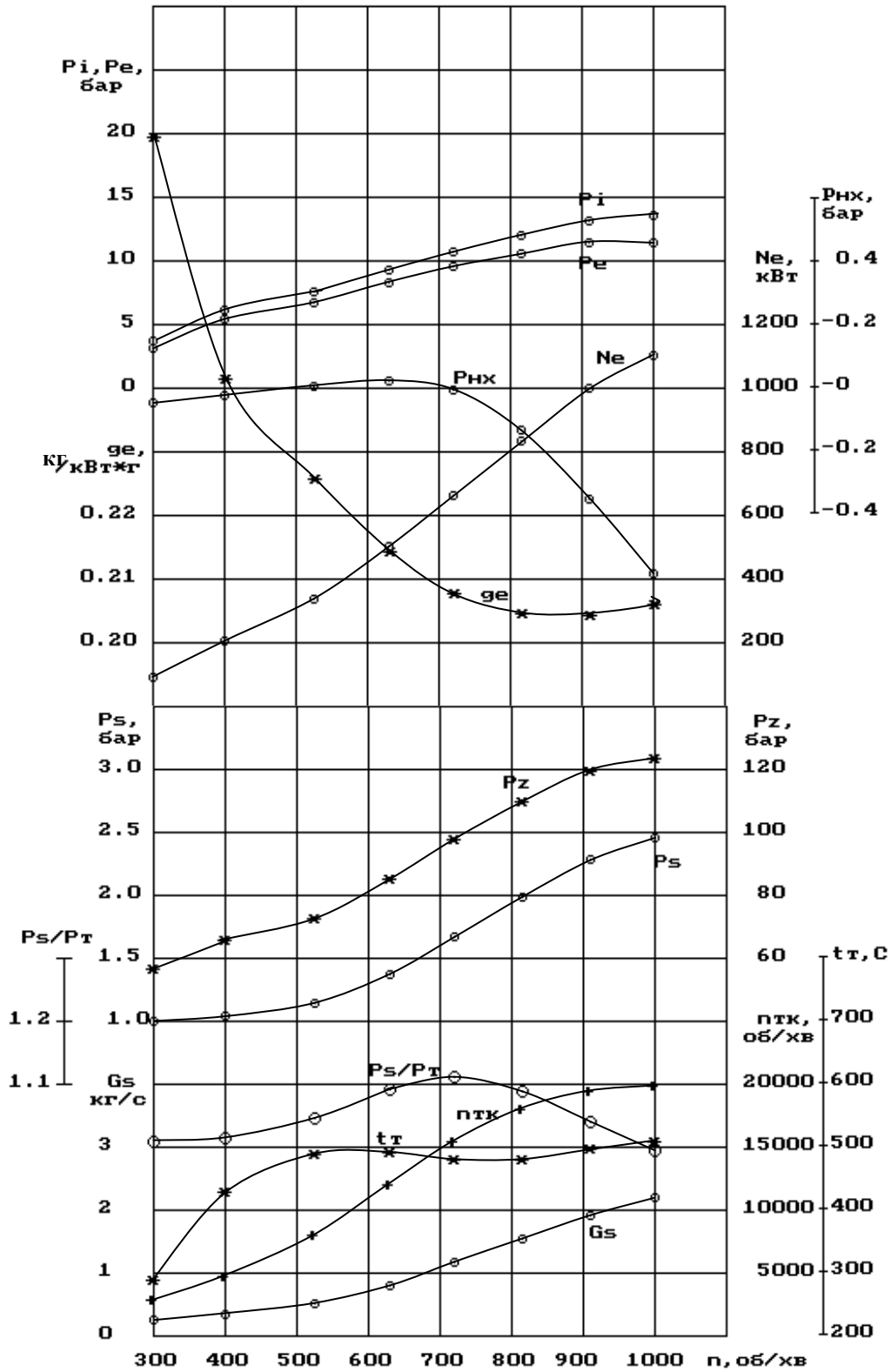


Рис. 3.5. Зміна параметрів робочого циклу дизеля 8Д80 з двоколекторною випускною системою за експлуатаційною характеристикою

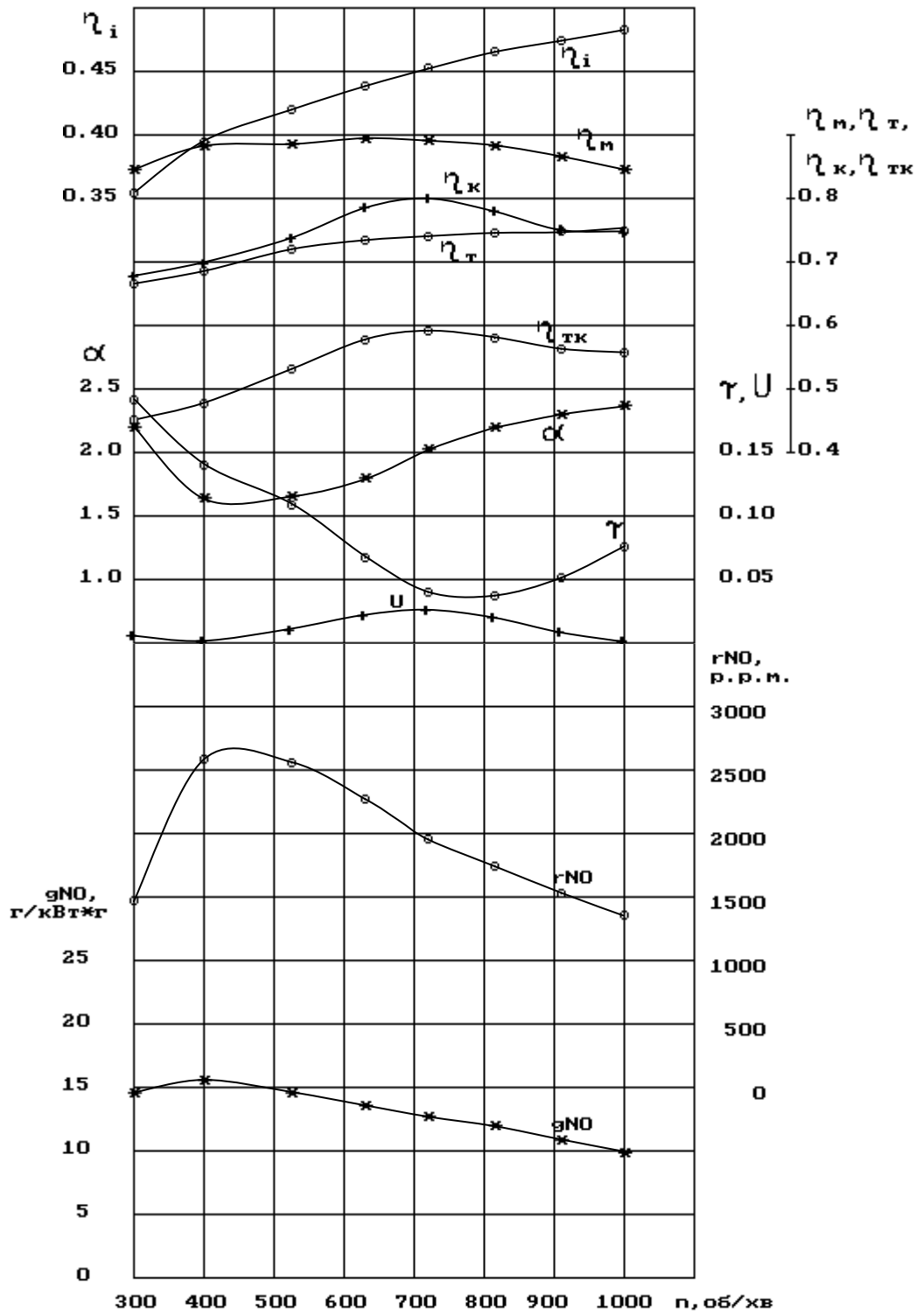


Рис. 3.6. Зміна параметрів робочого циклу дизеля 8Д80 з двоколекторною випускною системою за експлуатаційною характеристикою

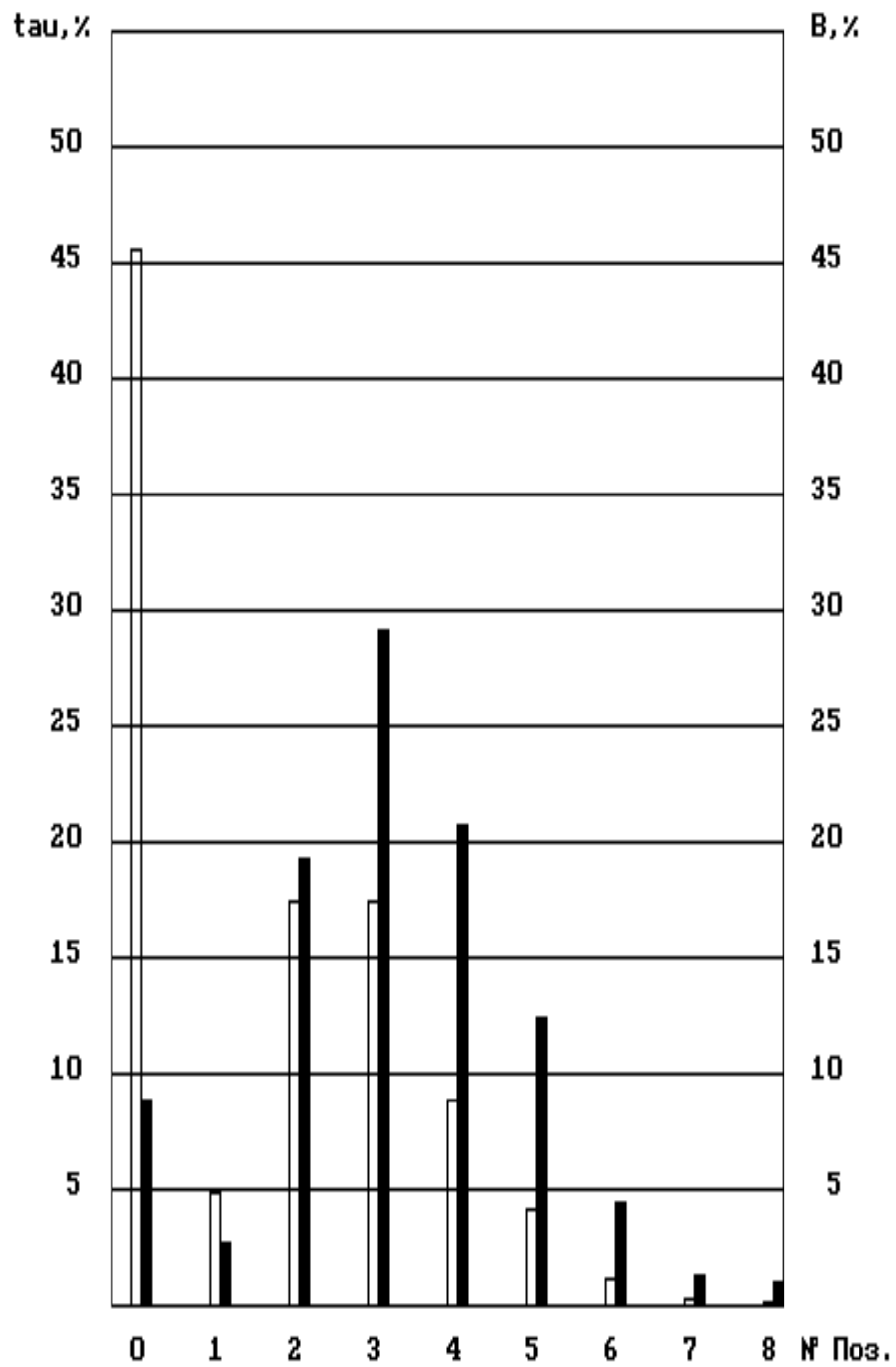
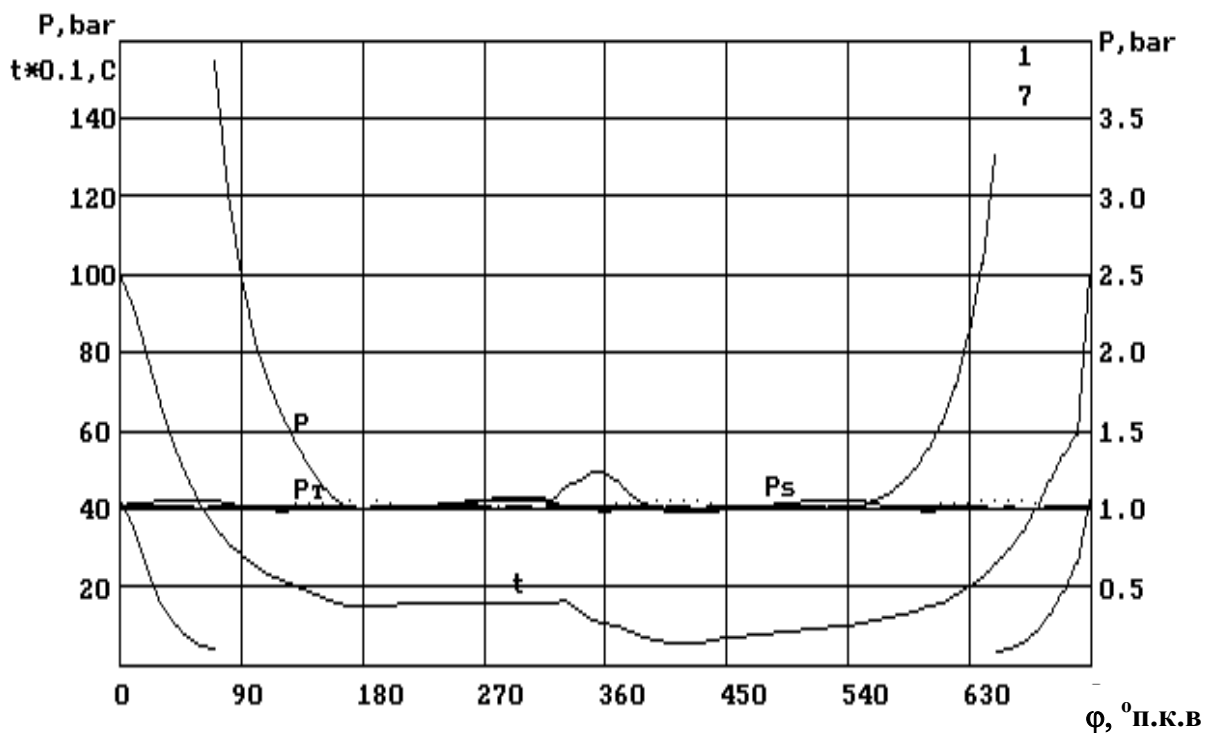


Рис. 3.7. Відносні час роботи та витрата палива на позиціях експлуатаційної характеристики тепловозного дизеля 8Д80
Середньоексплуатаційна витрата палива – 0, 236 кг/(кВт·год)

3.3. Моделювання перехідного процесу повного розгону дизеля

Під повним розгоном тепловозного дизеля будемо розуміти розгін дизеля з нульової позиції контролера машиніста (тепловозний холостий хід) на останню (у магістрального - шістнадцяту, а у маневрового – восьму) позицію режиму номінальної потужності. Такий розгін обумовлюється у ТУ на поставку тепловозів. Як правило, при розгоні не можна досягати приросту потужності за секунду більше ніж 75...100 кВт. У протилежному випадку тепловоз буде буксувати. До цього часу тільки такий розгін досліджувався різними науковцями як показник ефективності впливу на перехідні процеси тих чи інших конструктивних рішень у системах повітропостачання та регулювання подачі палива в дизелях. Як приклад застосування таких розрахунків наведені розрахунки перехідного процесу дизеля ПДГ-1М (6ЧН 31,8/33) маневрового тепловоза ТЕМ-2М з номінальною потужністю $N_{e \text{ ном}} = 883$ кВт (1200 к.с.) та номінальною частотою обертів колінчастого вала $n_{\text{ном}} = 750$ хв⁻¹. На режимі холостого ходу $N_{e \text{ хх}} = 15$ кВт, $n_{\text{хх}} = 300$ хв⁻¹. Цей дизель має ступень стискування $\varepsilon = 12,5$, площу прохідного перерізу соплового апарата турбіни турбокомпресора ТК30 $F_{ca} = 110$ см² (2×55 см²), фази газорозподілу: відкриття $\varphi_e = 114^\circ$ п.к.в. та закриття $\varphi_{e'} = 434^\circ$ п.к.в. випускних клапанів, відкриття $\varphi_d = 286^\circ$ п.к.в. та закриття $\varphi_{d'} = 582^\circ$ п.к.в. впускних клапанів. При моделюванні застосовано такий порядок розрахунку. Спочатку розраховується вихідний сталий режим на тій або іншій позиції контролера машиніста (як правило, на нульовій або на першій позиціях). При цьому на екрані комп'ютера проходить індикація кривих залежностей від часу таких змінних параметрів робочого процесу в циліндрі двигуна, як температура “t” газів у першому за порядком роботи циліндрі, тиск газів у циліндрі “p”, тиск газів у випускних “p_t” та впускних “p_s” колекторах. Тиск газів у циліндрі наведено у двох масштабах: по лівій шкалі – у процесах стискування, згоряння та розширення, коли значення тиску перевищує $p > 4$ бар, по правій шкалі, коли $p < 4$ бар. Після того, як ці параметри на початку та в кінці робочого циклу

збігаються, та за рахунок коректування циклової подачі палива збігається потужність двигуна із заданою величиною, розрахунок цього сталого процесу закінчується і на дисплей комп'ютера виводиться остаточна картина розподілу вищеназваних параметрів за кутом обертання колінчастого вала. Ця картинка наведена на рис. 3.8. Крім того, висвічуються деякі цифрові результати розрахунку параметрів початкового сталого циклу, які також наведені під рис. 3.8 і значення яких наведено вище при описі параметрів на рис. 3.4.



Ni= 4.398E+0001	Ne= 9.486E+0000	etk1= 4.960E-0001
gi= 2.712E-0001	ge= 1.257E+0000	Evs= 7.683E-0001
pi= 1.117E+0005	pe= 2.392E+0004	gan= 1.905E-0001
ei= 3.119E-0001	Eef= 6.736E-0002	Ac= 6.969E+0000
Pk= 9.945E+0004	ps= 1.015E+0005	Upr= 4.857E-0004
wog= 5.835E-0001	pts= 1.019E+0005	pnx= -5.787E+0003
Tk= 2.933E+0002	Ts= 3.213E+0002	ek1= 7.220E-0001
Pz= 4.208E+0006	Ttc= 4.195E+0002	Del= -3.495E-0002
fng= 714	ntk= 2.905E+0003	Bc= 2.209E-0004
fz= 6.354E+0000	Gs= 3.443E-0001	rNO= 0.000E+0000
m= 2.500E-0001	et1= 6.870E-0001	gNO= 0.000E+0000

Рис. 3.8. Індикаторні діаграми та показники робочого циклу вихідного режиму тепловозного холостого ходу

Після цього дається команда на розрахунок перехідного процесу, починаючи з початкового режиму і до заданого режиму у вихідних даних. При цьому на моніторі комп'ютера вслід за розрахунком накреслюються графіки зміни за часом таких параметрів, як частоти обертання колінчастого вала “ n ” та турбокомпресора “ n_{tk} ”, ефективна потужність дизеля “ N_e ” та тиск повітря у впускному колекторі “ p_s ”, вид яких наведено на рис. 3.9.

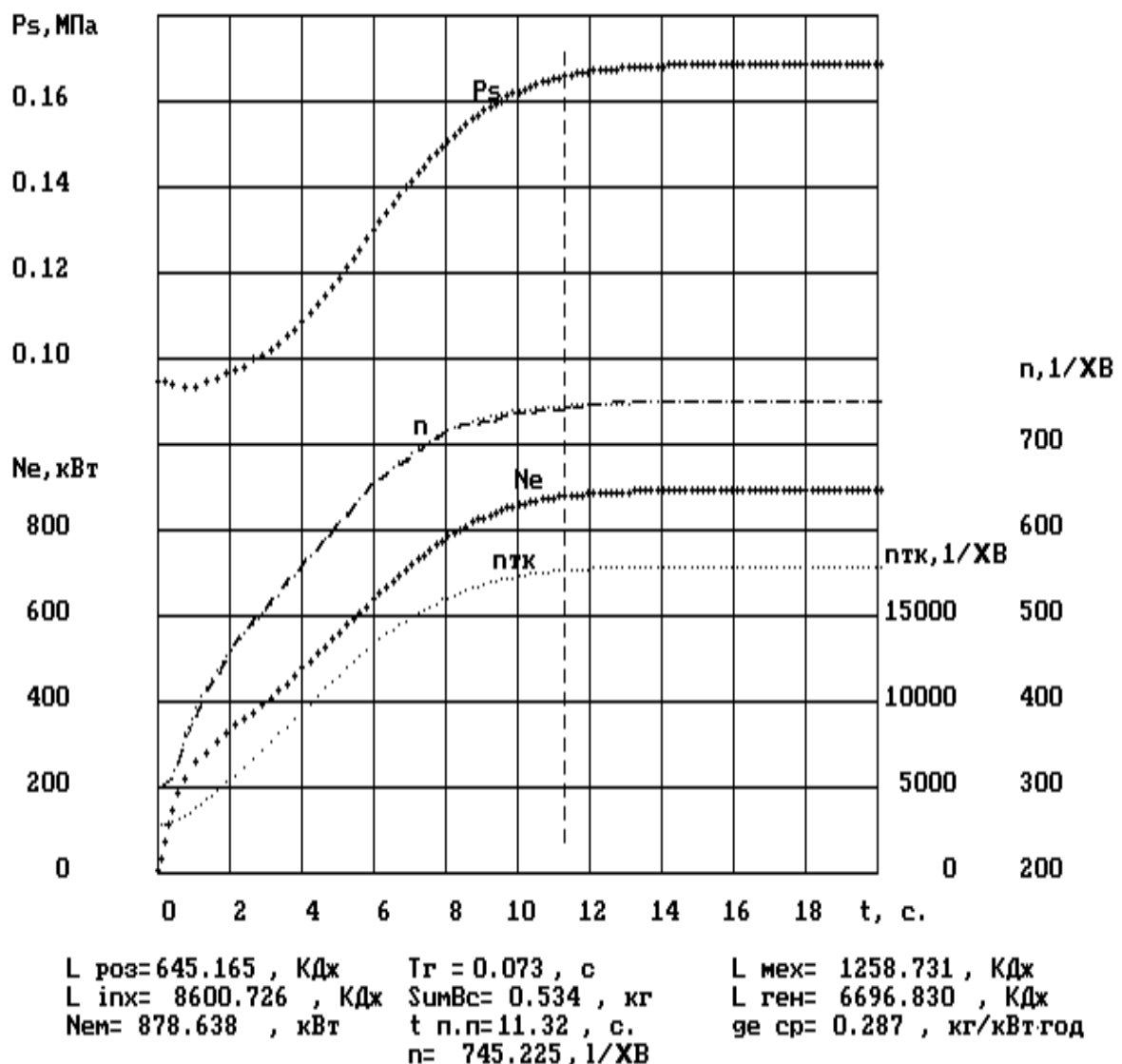


Рис.3.9. Зміна за часом деяких параметрів дизеля ПДГ-1М при повному розгоні з нульової на восьму позицію контролера машиніста

Після досягнення заданих значень N_e та n на графіку наноситься вертикальна пунктирна лінія, пересічення якої з віссю часу дає значення часу закінчення перехідного процесу.

Крім того, на екрані (рис. 3.9) надаються значення цього часу “ $t_{п.п.}$ ”, с, підсумкова витрата палива на перехідний процес “ $SumVc$ ”, кг, постійна часу закону навантаження генератора “ $T_{г}$ ”, с, значення робіт, кДж, “ $L_{роз}$ ” – яка пішла на розгін інерційних мас дизеля, “ $L_{ін}$ ” – індикаторна робота, “ $L_{мех}$ ” – робота механічного опору, “ $L_{ген}$ ” – робота навантаження з боку генератора або ефективна робота. Ці роботи визначаються нижче за формулами (3.12)...(3.15). Крім того, тут виведені значення середньої за розгін питомої витрати палива “ $g_{e\text{ ср}}$ ”, кг/(кВт.год), значення ефективної потужності “ $N_{ем}$ ”, кВт, та частоти обертання колінчастого вала дизеля “ n ”, $хв^{-1}$. Останні два значення фіксуються у момент досягнення заданих величин з вказаною відносною погрішністю $\delta = 0,5\%$. При цьому пріоритетним має бути збіг потужностей. На рис. 3.10 показана зміна за часом значень індикаторної потужності “ N_i ”, потужності механічного опору “ $N_{мех}$ ”, потужності, яка витрачається на розгін інерційних мас “ $N_{уск}$ ” та потужності навантаження з боку генератора “ $N_{нагр}$ ”. Потужності визначаються нижче за формулами (3.1)...(3.4). На рис. 3.11 є можливість спостерігати, як розподіляється відносна витрата палива за часом на приймання навантаження “ $V_{нагр}$ ”, на переборювання механічного опору “ $V_{мех}$ ” та на прискорення інерційних мас “ $V_{уск}$ ”. Тут також показана абсолютна витрата палива за період розгону “ V ”. Всі ці витрати визначаються нижче за формулами (3.5)...(3.8). І, нарешті, на рис. 3.12 показано, як змінюються такі параметри дизеля, як максимальний тиск згоряння “ Pz ”, циліндровий коефіцієнт надлишку повітря “ Ac ”, температура випускних газів перед турбіною “ Tt ” та циклова подача палива “ $Vц$ ”. Рис. 3.9...3.12 висвічуються на екрані дисплея комп’ютера після закінчення розрахунку по команді оператора.

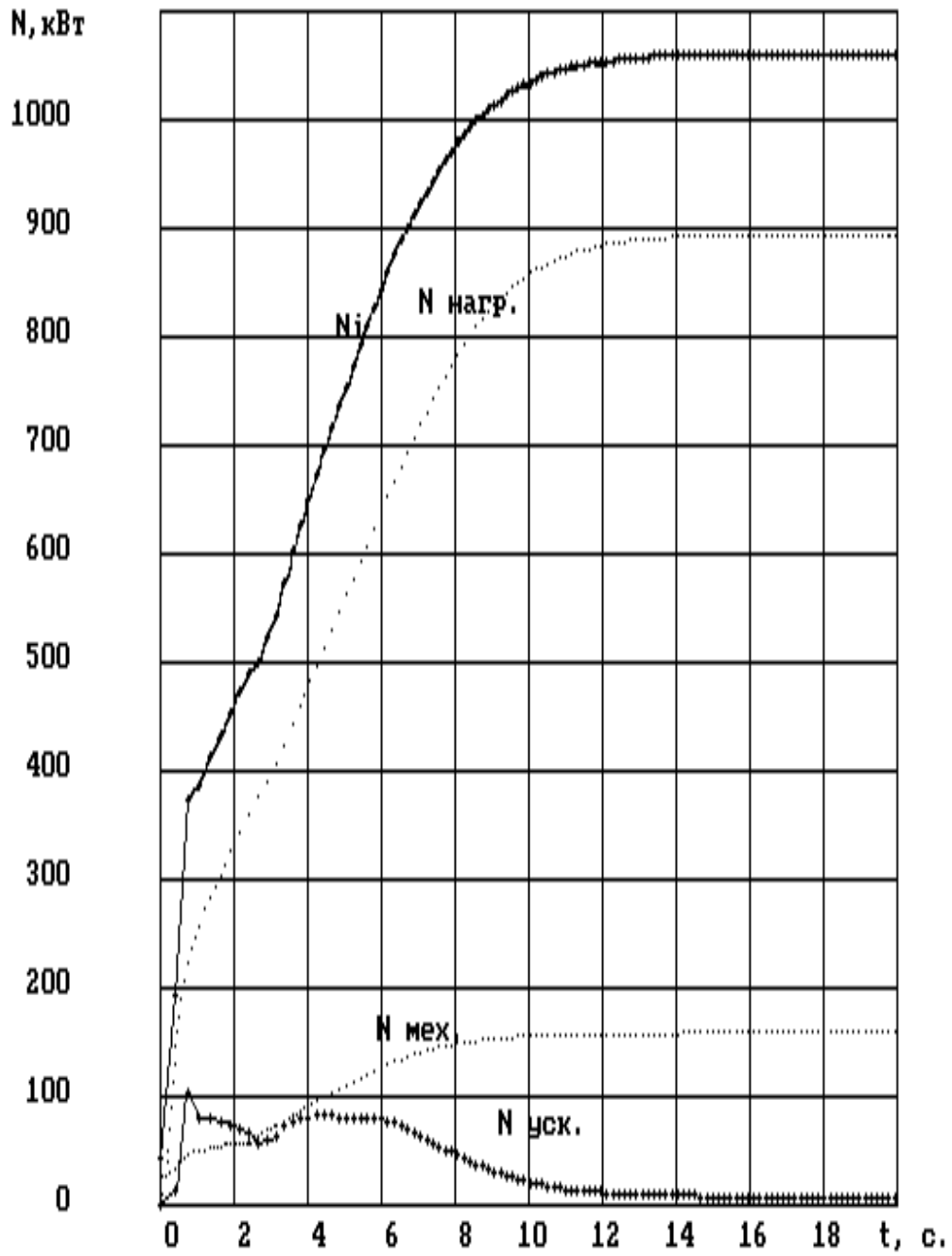


Рис. 3.10. Зміна за часом складових потужності дизеля ПДГ-1М при повному розгоні з нульової на восьму позицію контролера машиніста

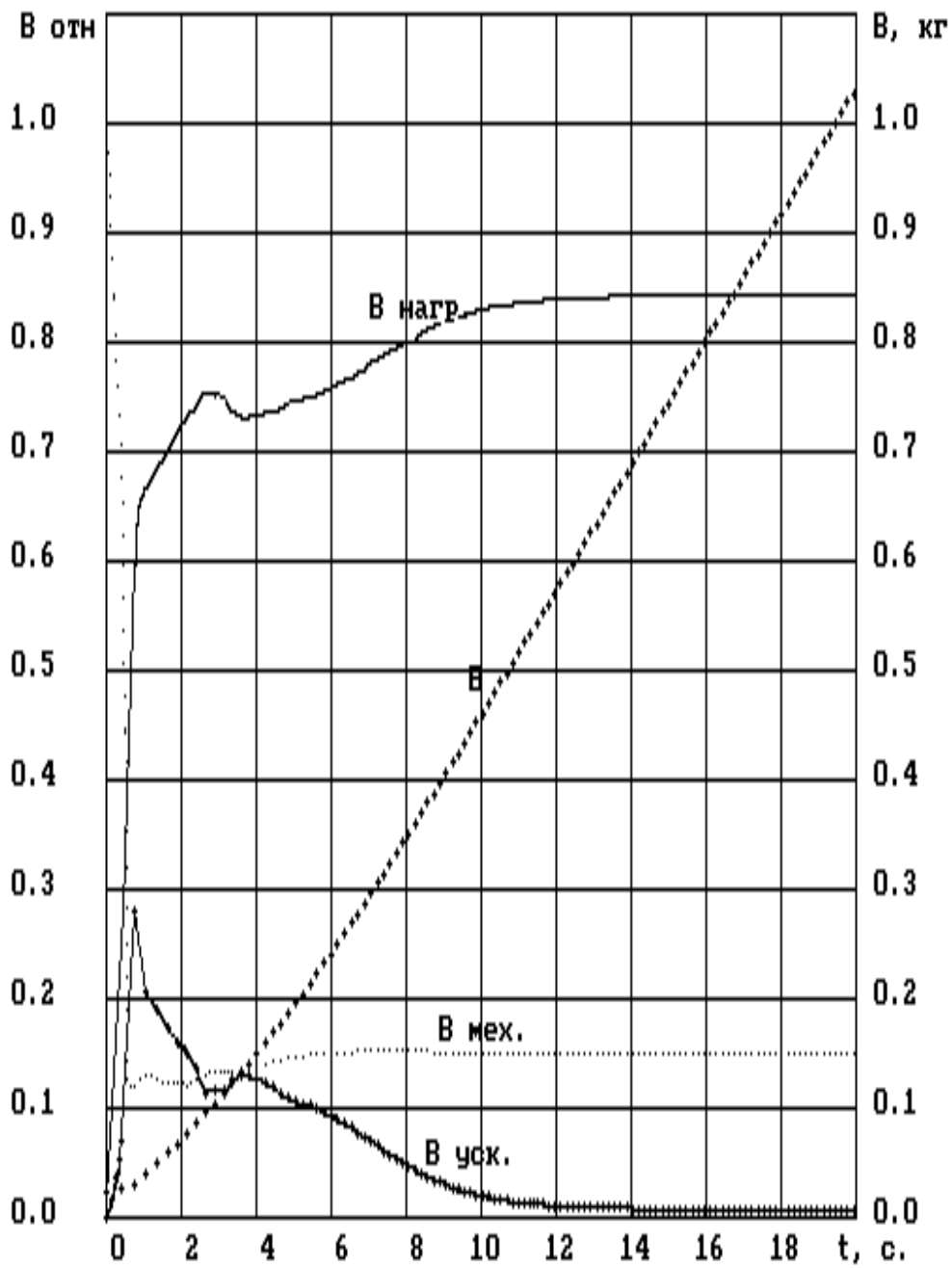


Рис. 3.11. Зміна за часом складових витрати палива дизелем ПДГ-1М при повному розгоні з нульової на восьму позицію контролера машиніста

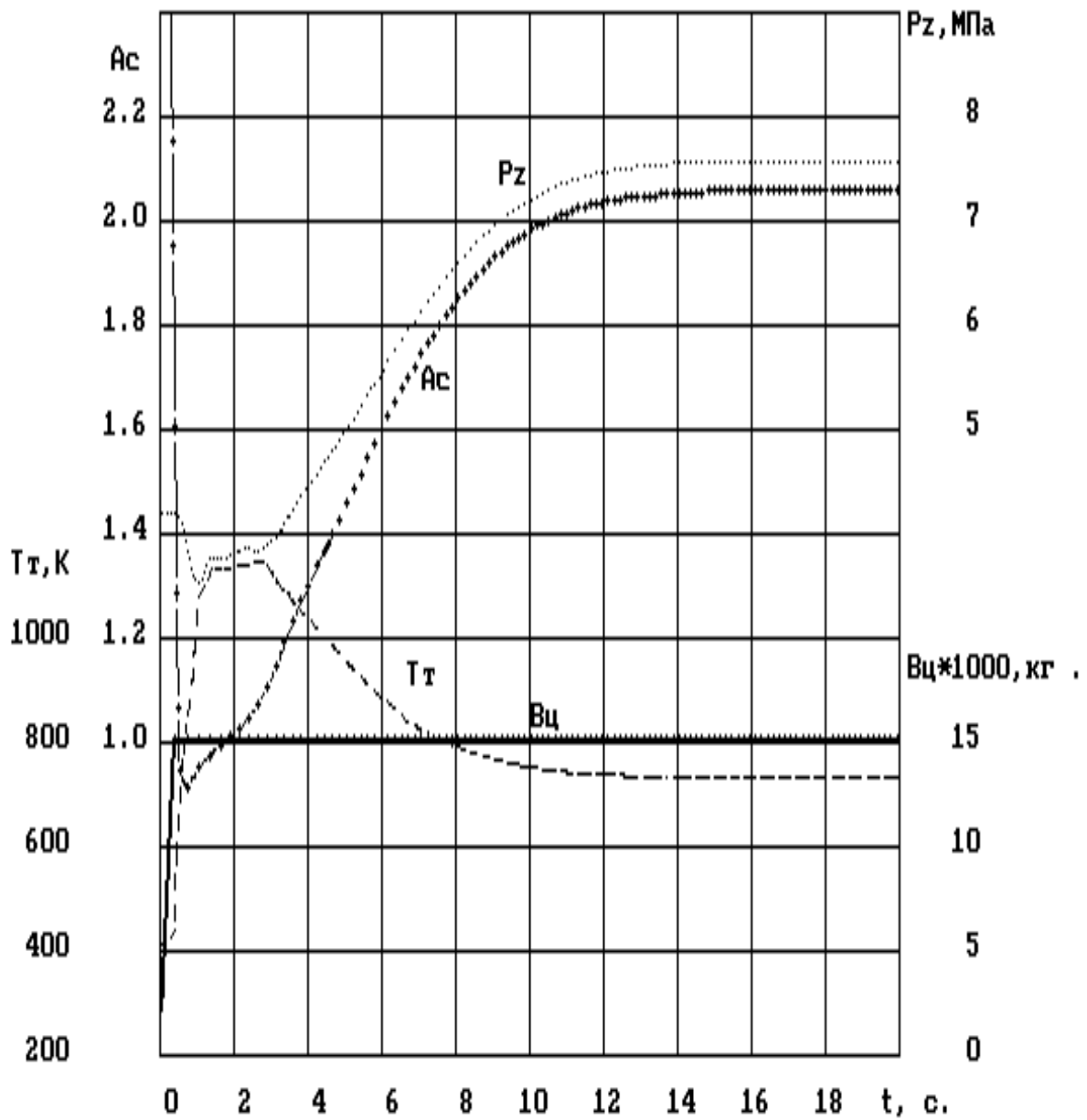


Рис.3.12. Зміна за часом деяких параметрів дизеля ПДГ-1М при повному розгоні з нульової на восьму позицію контролера машиніста

Аналізуючи наведені вище результати повного розгону дизеля ПДГ-1М можна зробити висновок, що рейки паливних насосів майже одразу після початку розгону через 0,3 с досягають упору (див. рис. 3.12). У цей час тиск впускного повітря ще менше атмосферного тиску ($p_s = 0,095$ МПа). Тому коефіцієнт надлишку повітря α (див. “Ас” на рис. 3.12) стає меншим за одиницю, згоряння стає поганим, максимальний тиск згоряння відносно вихідного режиму падає на 0,6 МПа, температура випускних газів зростає до $T_T = 1120$ К і в цей же час максимальна потужність використовується на прискорення інерційних мас. Далі за рахунок розгону ротора турбокомпресора зростають тиск наддувного повітря та коефіцієнт надлишку повітря. Згоряння поліпшується, максимальний тиск його зростає, зростають індикаторна потужність та частота обертів колінчастого вала. Температура випускних газів падає і стабілізується. За 11,32 с практично досягається потрібна ефективна потужність ($N_e = 883 - 0,5\%$, кВт) та задана частота обертання колінчастого вала ($n = 750 - 5$ хв⁻¹). Тут можна вважати, що задана потужність досягнута і розгін завершено. Але остаточно α , T_T , $V_{нагр}$, p_z , p_s стабілізуються тільки після шістнадцятої секунди. Причому відносна витрата палива на прискорення інерційних мас $V_{уск}$ ще не дорівнює нулю ($V_{уск} = 0,01$), тому остаточно розгін ще не завершено. Але потужність та частота обертання колінчастого вала дизеля зростають у діапазоні 0,5% своїх значень, що менше похибок вимірювань діапазонів. На рис. 3.9 пунктиром визначені експериментальні дані, а крапками показані розрахункові величини частоти обертання колінчастого вала дизеля. Як бачимо, збігання експерименту з розрахунком дуже влучне.

3.4. Моделювання роботи дизеля в експлуатаційному циклі

Приклад розрахунку перехідного процесу, який було розглянуто у попередньому розділі, стосується моделювання повного розгону дизеля з нульової на останню позицію контролера машиніста. Викладена вище методика дозволяє також

розраховувати будь-який перехід дизеля з нижчого на вищий сталий режим. Такий підхід при дослідженні перехідних процесів до цього часу застосовувався багатьма науковцями, які виявляли вплив різних конструктивних факторів [41, 70]. Такий підхід може використовуватися для стаціонарних дизелів, які тривалий час працюють на сталих режимах роботи, але він не зовсім коректно відображає реальну картину роботи транспортного дизеля в експлуатації. Для транспортних двигунів у експлуатації характерна робота з багатьма перемиканнями з режиму на режим як із тривалими, так і з короткими переходами з однієї точки характеристики на іншу в залежності від зовнішніх умов, маси вантажу, швидкості руху, профілю колії і т. ін. При цьому на сталих режимах дизель працює дуже обмежений час, а іноді навіть не встигає затриматись на тому чи іншому сталому режимі і одразу ж переходить на новий режим. Характерним тут є не тільки розгони дизеля, але й його гальмування. І якщо при розгоні треба витратити роботу на прискорення інерційних мас частин дизеля, що рухаються, то при гальмуванні ця робота віддається колінчастому валу, що дещо затримує час гальмування. Ці складні процеси разом неможливо оцінювати тільки аналізом процесів повного або часткового розгону дизеля. Треба аналізувати роботу дизеля у всьому експлуатаційному циклі, враховуючи як сталі, так і перехідні процеси при розгоні та гальмуванні. При цьому велике значення має час витримки сталих процесів або питома вага часу перехідних процесів у всьому експлуатаційному циклі. Під експлуатаційним циклом треба розуміти деяку сукупність сталих та перехідних режимів роботи дизеля протягом відносно короткого (кілька хвилин) проміжку часу, яка повторюється багато разів за весь період виконання транспортним агрегатом конкретної технологічної операції. В експлуатаційному циклі відображені не тільки питомі частки окремих режимів, але і їх поєднання, тривалість та частота зміни. При розрахунковому дослідженні робочого процесу тепловозних двигунів на експлуатаційних режимах важливим стає питання вибору тривалості експлуатаційного циклу. Моделювати як розрахунковим методом, так і експериментальним реальну тривалість експлуатаційного циклу неможливо як за часом, так і за витратою палива. Уральське

відділення ВНДІЗТу колишнього СРСР протягом 15 років займалося збиранням статистичних даних і досліджуванням експлуатаційних режимів дизелів маневрових тепловозів при виконанні робіт на гірці. Аналіз цих робіт показав, що вибір режиму двигуна, послідовність та поєднання режимів є випадковими процесами, яким відповідають властивості стаціонарності, ергодичності та стахостичності. Випадковий процес є стаціонарним, якщо ніякий його розподіл ймовірностей не зміниться при зміні часу з t на $(t + t_0)$ або вибірку можна зсувати по координаті часу на значення t_0 . Ергодичність стаціонарного випадкового процесу визначається тим, що для кожної величини або функції з імовірністю за одиницю середне за часом дорівнює середньому за множиною спостережень. І, нарешті, стахостичним є випадковий стаціонарний процес, який припускає робити вибірки за часом до будь-якої величини T . При цьому усі властивості такої вибірки відповідають з імовірністю за одиницю властивостям всього процесу. Виходячи з цього можна зменшити тривалість реального експлуатаційного циклу до деякої величини і розглядати деякий умовний експлуатаційний цикл, який базується на адекватному сполученні та пропорційній тривалості усіх режимів та переходів з режиму на режим, які відбуваються у реальному циклі роботи дизеля в експлуатації.

На рис. 3.13 наведена середньостатистична гістограма розподілу експлуатаційних режимів маневрових тепловозів при роботі на гірці за часом, за даними Уральського відділення ВНДІЗТу. Ця гістограма була базовою при складанні умовного експлуатаційного циклу, який розроблено у [49] та показано на рис. 3.14. Тривалість подібного умовного експлуатаційного циклу складає 11 хв (660 с). Кількість змін режимів роботи (перемикань позицій контролера машиніста) та відносний час тримання дизеля на кожному сталому режимі (на кожній позиції контролера машиніста) відповідають середньостатистичним значенням цих величин в експлуатації. Більш точно час зміни позиції та параметрів режиму наведено у табл. 3.3. Тут показано через скільки секунд умикається та чи інша позиція контролера машиніста, та якому значенню заданої частоти обертів відповідає та чи інша позиція. Що стосується потужності, то не завжди при вмиканні тієї чи іншої позиції контролера машиніста достатньо

часу для виходу на потрібну потужність. Частіше ще не добравши потрібної потужності дизель виводиться з окремого режиму, особливо на вищих позиціях контролера машиніста. Так, вихід на восьму позицію контролера машиніста за весь цикл відбувається тільки один раз і його тривалість складає всього 1,32 с. Це відповідає відносному часу у загальній гістограмі завантаження дизеля на цьому режимі (див. рис. 3.13), який складає всього 0,5%. Те ж саме спостерігається і для шостої та сьомої позицій контролера машиніста. На п'яту позицію у даному умовному циклі дизель виходить вже три рази. На четверту – чотири і т.д. Найдовше триває й часто повторяється робота дизеля на нульовій позиції тепловозного холостого ходу. Це також відповідає відносному часу у загальній гістограмі завантаження дизеля на цьому режимі (див. рис. 3.13), який складає 46%.

Крім того, для наочного аналізу перехідних процесів було передбачено моделювання робочого процесу дизеля при його роботі у п'ятдесятисекундному експлуатаційному циклі з триступінчатим накидом та з двоступінчатим скидом навантаження. Такий цикл відповідає роботі маневрового тепловоза на сортувальній гірці при поодинокому штовханні вагонів. Його було названо циклом штовхання. За цикл штовхання було прийнято таку комбінацію позицій контролера машиніста за п'ятдесятисекундний час роботи дизеля: нульова (тривалість 10 с) – третя (5 с) – п'ята (5 с) – восьма (10 с) – четверта (5 с) – нульова (15 с).

Програмна реалізація роботи тепловозного дизеля в експлуатаційному циклі відрізняється від наведеного порядку розрахунку у розд. 3.3 тим, що у даному випадку у вихідних даних вказано порядок переведення дизеля з однієї позиції контролера машиніста на іншу та тривалість роботи дизеля на кожному сталому режимі. При виході дизеля на черговий сталий режим програма перемикається на розрахунок сталого процесу до досягнення наперед вказаного часу. При цьому час та витрата палива підсумовуються.

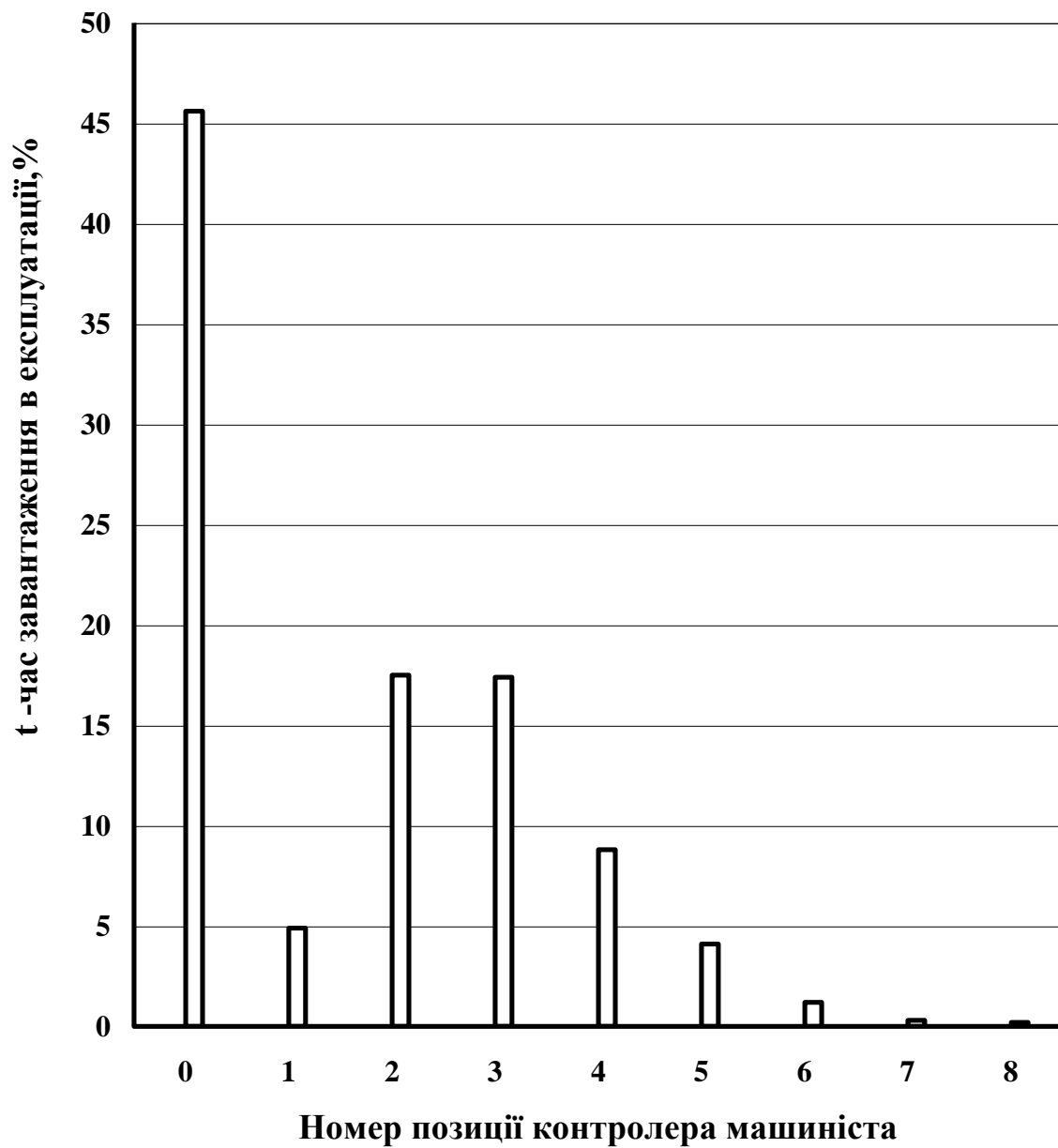


Рис. 3.13. Усереднена гістограма часу завантаження дизеля маневрового тепловоза ТЕМ-2М в експлуатації при проведенні сортувальної роботи

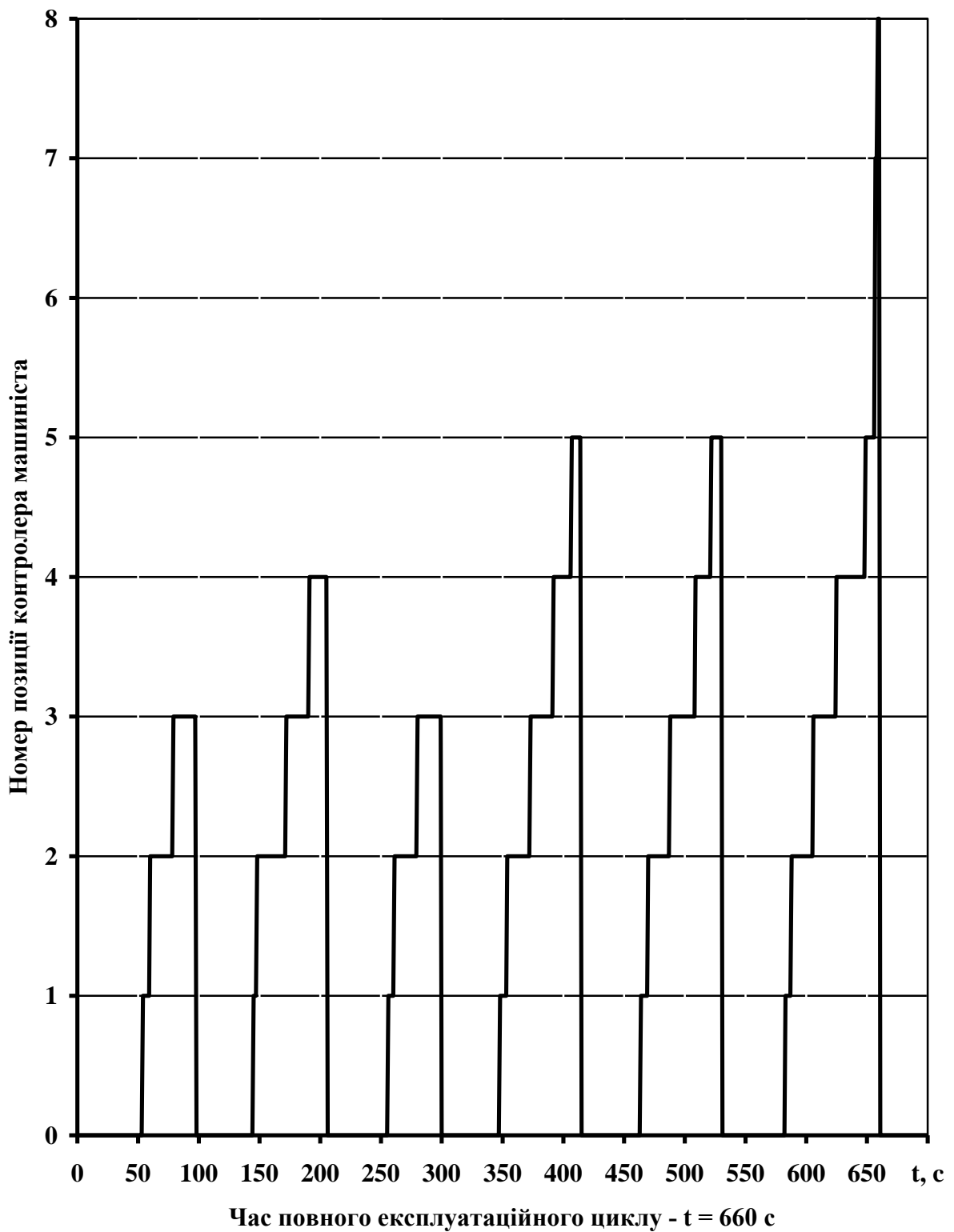


Рис. 3.14. Послідовність розрахункового вмикання окремих позицій контролера машиніста за час умовного експлуатаційного циклу

Таблиця 3.3

Значення часу, через який послідовно вмикається
чергова позиція контролера машиніста

Номер позиції контролера машиніста	Час продовження режиму позиції, τ с	Відповідна частота обер- тання колінвала, n хв ⁻¹
0	53,8	300
1	6,22	300
2	18,92	300
3	19,28	330
0	46,88	300
1	4,22	300
2	22,92	300
3	18,28	330
4	15,77	400
0	49,89	300
1	5,23	300
2	18,91	300
3	19,28	330
0	48,88	300
1	5,22	300
2	18,92	300
3	19,29	330
4	14,77	400
5	8,68	480
0	48,88	300
1	6,22	300
2	17,91	300
3	20,29	330
4	13,77	400
5	8,69	480
0	51,89	300
1	5,23	300
2	17,92	300
3	19,08	330
4	13,77	400
5	9,69	480
6	7,92	570
7	1,98	650
8	1,32	750
РАЗОМ	659,92	-

У процесі розрахунку за значеннями моментів та частот обертання колінчастого вала знаходяться миттєві значення потужностей, які для аналізу були розподілені на такі величини:

- індикаторна потужність з урахуванням втрат на насосні ходи:

$$N_i = \left(\sum_{j=1}^z M_{rj} \right) \cdot \omega ; \quad (3.1)$$

- потужність навантаження або ефективна потужність:

$$N_{нав.} = N_e = M_{нав.} \cdot \omega ; \quad (3.2)$$

- потужність механічного опору (без урахування потужності насосних ходів):

$$N_{мех.} = M_{мех.} \cdot \omega , \quad (3.3)$$

при цьому різниця між N_i та підсумком $(N_e + N_{мех.})$ є потужність, яка втрачається на переборювання інерції та на газообмін, або розгінна потужність:

$$N_{роз} = N_i - (N_e + N_{мех.}) . \quad (3.4)$$

Відносні витрати палива, які викликають розгінні процеси, корисне навантаження та механічний опір можна знайти за такими формулами:

$$\bar{B}_{роз} = \frac{B_{роз}}{B_{\tau}} = \frac{N_{роз}}{N_i} , \quad (3.5)$$

$$\bar{B}_{нав} = \frac{B_{нав}}{B_{\tau}} = \frac{N_{нав.}}{N_i} , \quad (3.6)$$

$$\bar{B}_{мех} = \frac{B_{мех.}}{B_{\tau}} = \frac{N_{мех.}}{N_i} , \quad (3.7)$$

де B_τ – витрата палива на поточний момент часу, яка є підсумком усіх циклових подач $B_{\tau j}$ як по циклах, так і по циліндрах:

$$B_\tau = \sum_{j=1}^z \sum_0^k B_{\tau j} , \quad (3.8)$$

де k – кількість циклів у j -му циліндрі від початку розгону до поточного моменту часу.

Тоді у підсумку для усіх перехідних режимів годинна витрата палива буде складати

$$\Sigma B_{\tau пер} = \Sigma B_{\tau i} / \Sigma \tau_{пер.i} . \quad (3.9)$$

Підсумок годинних витрат палива на усіх сталих режимах можна визначити за формулою

$$\Sigma B_{\tau ст.} = (120nz/i) \Sigma B_{\tau ст.} . \quad (3.10)$$

Підсумковий час роботи в експлуатаційному циклі:

$$T_{е\tau} = \Sigma \tau_{i ст} + \Sigma \tau_{i пер} . \quad (3.11)$$

Що стосується виконаних складових роботи, то їх можна знайти як

$$L_i = \int_0^{\tau} N_i d\tau , \quad (3.12)$$

$$L_{роз} = \int_0^{\tau} N_{роз} d\tau , \quad (3.13)$$

$$L_{ген} = L_{нав} = L_e = \int_0^{\tau} N_{нав} d\tau , \quad (3.14)$$

$$L_{мех} = \int_0^{\tau} N_{мех} d\tau , \quad (3.15)$$

при цьому

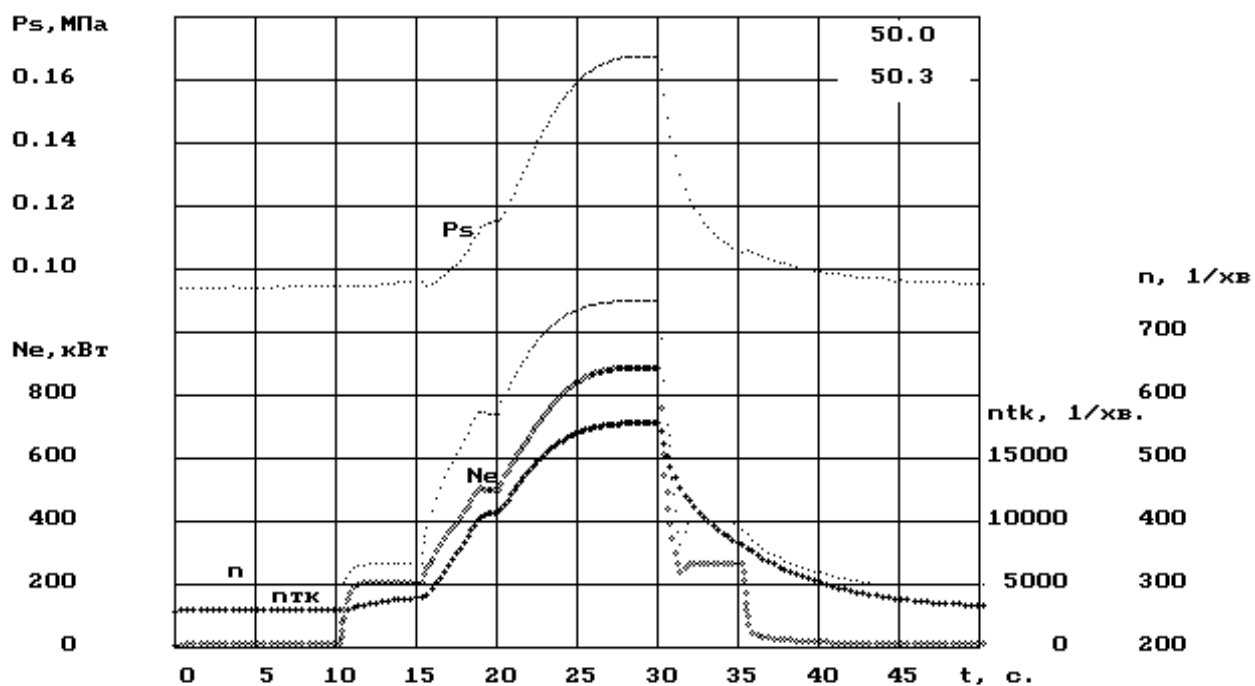
$$L_i = L_{\text{мех}} + L_{\text{роз}} + L_{\text{ген}}. \quad (3.16)$$

Тоді питома середньоексплуатаційна ефективна витрата палива може бути визначена за формулою

$$g_{\text{еср.е.}} = \frac{\sum B_{\text{чпер}} + \sum B_{\text{чст.}}}{3600 \left(\sum L_{\text{ген}} + \sum N_e \cdot \tau_i \right)}, \quad (3.17)$$

Наведене у формулі (3.17) значення $g_{\text{е ср.е}}$ є дійсно реальною питомою витратою палива з урахуванням перехідних процесів за весь експлуатаційний цикл. Ця величина за даними [6] на 6...10% є більшою за величину $g_{\text{е ср.е}}$, яка підрахована за значеннями $g_{\text{е}}$ на сталих режимах.

Результати розрахунку скороченого циклу штовхання з тривалістю п'ятдесят секунд наведені на рис.3.15. Спочатку протягом десяти секунд дизель ПДГ-1М працює на нульовій позиції контролера машиніста тепловозного холостого ходу із значеннями ефективної потужності $N_e=9,5$ кВт та частоти обертання колінчастого вала $n=300$ хв⁻¹. Після переведення рукоятки контролера машиніста на третю позицію циклова подача за 1,5 с змінюється з $B_{\text{ц}}=2,2 \cdot 10^{-4}$ кг до $B_{\text{ц}}=8,6 \cdot 10^{-4}$ кг (див. штрих-пунктирну криву на рис. 3.15). При цьому частота обертання колінчастого вала дизеля зростає до $n=330$ хв⁻¹ (крива, яка на рис. 3.15 позначена точками), а ефективна потужність до $N_e=200$ кВт (крива, яка на рис. 3.15 позначена зірками). Частота обертання ротора турбокомпресора $n_{\text{ТК}}$ (крива, яка позначена хрестиками) зростає дуже повільно і навіть за 5 с витримки третьої позиції контролера не встигає стабілізуватися. Від цього тиск наддувного повітря p_s не досягає потрібної величини й тому коефіцієнт надлишку повітря α (на рис. 3.15 “Ас” суцільна крива) різко знижується з $\alpha = 6,97$ до $\alpha = 1,8$. При цьому температура випускних газів T_T (на рис. 3.15 позначено точками) зростає з 420 до 680 К. Максимальний тиск згоряння p_z при накиді циклової подачі палива збільшується з $p_z=4,2$ МПа до $p_z=4,7$ МПа.



$\Sigma m_{вс} = 0.942, \text{ кг}$ $L_{ген} = 12.84886, \text{ МДж}$
 $g_{е ср} = 0.264, \text{ кг/кВтч}$ $t_{п.п} = 50.30, \text{ с.}$

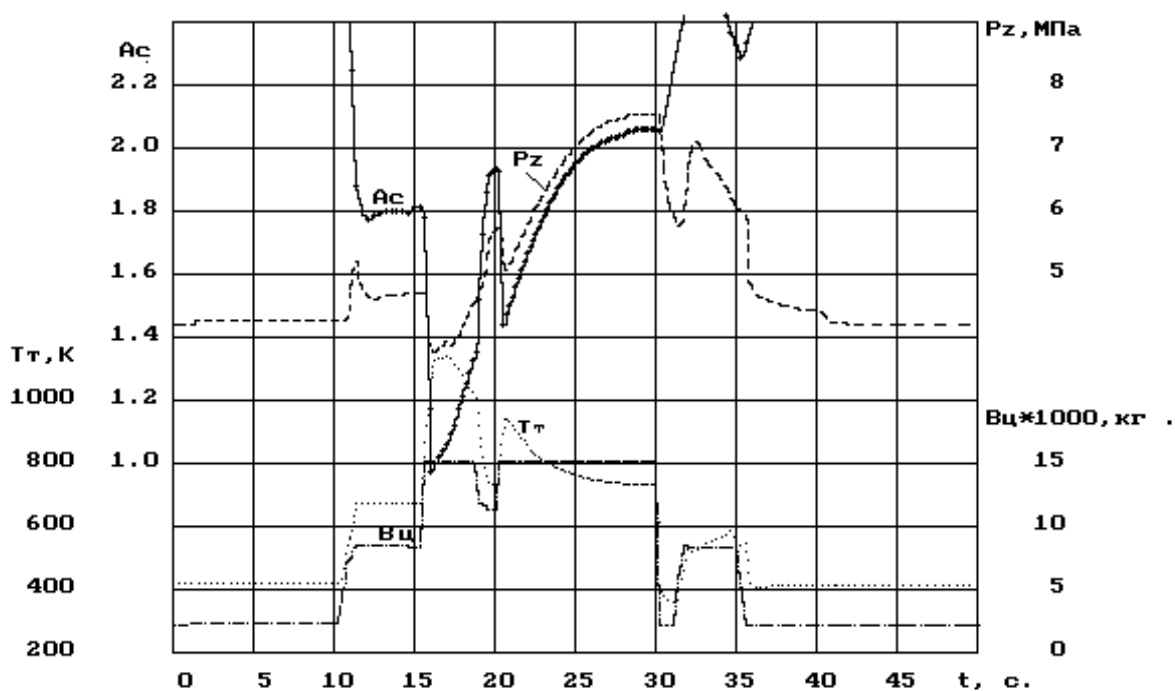


Рис. 3.15. Зміна деяких параметрів тепловозного дизеля ПДГ-1М у скороченому п'ятдесятисекундному циклі штовхання

Далі при переході з третьої на п'яту позицію контролера машиніста рейка паливного насоса сідає на упор і циклова подача палива під час перехідного процесу стає максимальною ($B_y=15,25 \cdot 10^{-4}$ кг), а тиск наддувного повітря за рахунок підвищеної інерції ротора турбокомпресора не досягає бажаного значення. В результаті коефіцієнт надлишку повітря сягає мінімальної величини $\alpha = 0,97$, що для дизельних двигунів неприпустимо. При цьому зростають недопал палива, викиди оксидів вуглецю та сажі, температура випускних газів, яка тимчасово сягає значення $T_T = 1150$ К. Згоряння дуже погане і максимальний його тиск стає нижчим, ніж при холостому ході ($p_z = 3,8$ МПа). Тому перехід з третьої на п'яту позицію контролера машиніста більш повільний, ніж з нульової на третю. Частота обертання колінчастого вала та ефективна потужність дизеля стабілізуються тільки під кінець перехідного процесу ($n = 480$ хв⁻¹, $N_e = 500$ кВт) і тримаються тільки протягом 1,5...2 с.

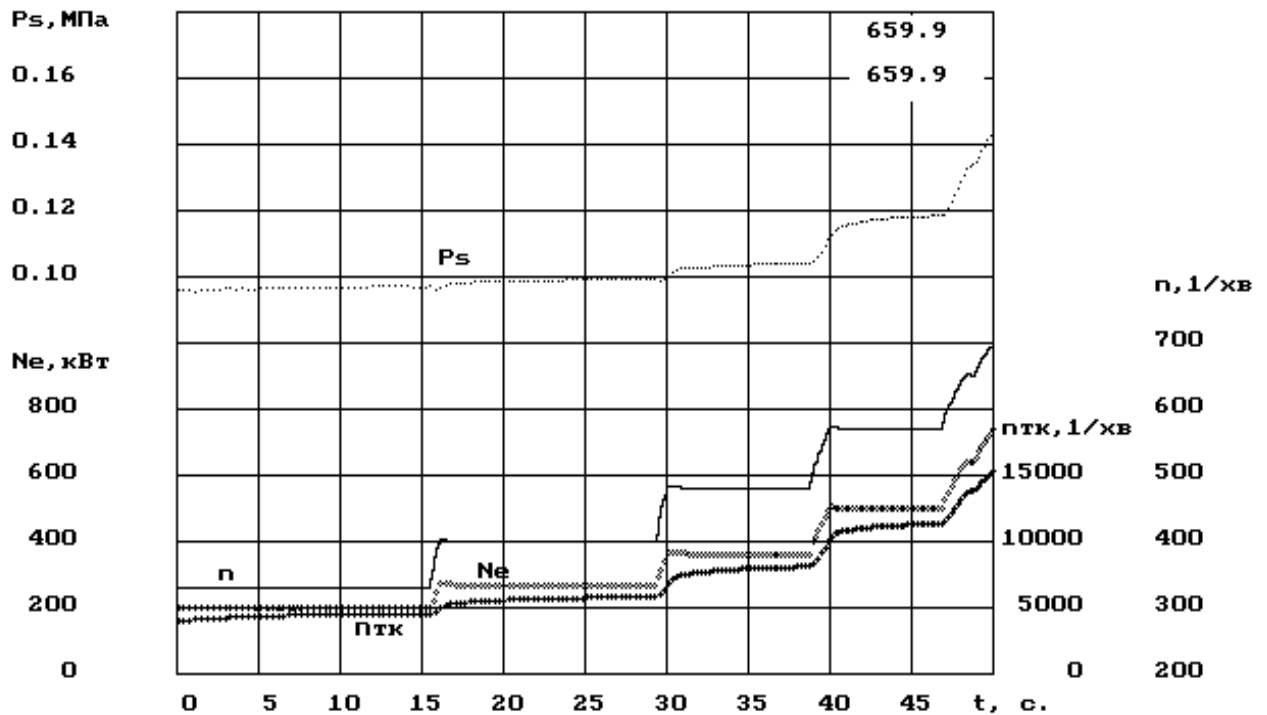
При стабілізації режимних параметрів рейка паливного насоса відходить від упора і циклова подача стає рівною $B_y=12 \cdot 10^{-4}$ кг. Коефіцієнт надлишку повітря при цьому зростає до $\alpha = 1,95$. Максимальний тиск згоряння зростає до $p_z = 5,8$ МПа. Майже стабілізуються частота обертання ротора турбокомпресора та тиск наддувного повітря. На двадцятій секунді починається останній перехід розгону на режим номінальної потужності (восьма позиція контролера машиніста), який триває 7,5 с. При цьому рейка паливного насоса знову стає на упор і залишається там до початку гальмування. Знову завдяки нестачі повітря знижується коефіцієнт надлишку повітря до $\alpha = 1,43$, зростає температура випускних газів до $T_T = 940$ К і падає максимальний тиск згоряння до $p_z = 5$ МПа. Знову дуже повільно за 7,5 с дизель виходить на номінальний режим, на якому стабільно працює лише 2,5 с. На цей раз відбувається стабілізація майже усіх параметрів (крім температури деталей двигуна). Стабілізуються частота обертання колінчастого вала ($n=750$ хв⁻¹), ефективна потужність ($N_e=883$ кВт), тиск наддувного повітря ($p_s=0,168$ МПа), частота обертання ротора турбокомпресора ($n_{TK} = 18000$ хв⁻¹), максимальний тиск згоряння ($p_z=7,6$ МПа), температура

випускних газів ($T_T = 740$ К), коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 2,12$). І, нарешті, на тридцятій секунді починається гальмування двигуна за рахунок переходу спочатку на четверту, а потім на нульову позиції контролера машиніста. При переході з восьмої на четверту позицію контролера машиніста дуже швидко менш ніж за секунду рейка паливного насоса відходить від упора і циклова подача палива різко знижується до мінімального значення. При цьому частота обертання колінчастого вала швидко знижується, переходить нижче означеної для цієї позиції та стає $n=360$ хв⁻¹. І тільки коли циклова подача палива досягає потрібного значення $B_{\eta}=8 \cdot 10^{-4}$ кг частота обертання стабілізується на заданому значенні $n=400$ хв⁻¹. При цьому стабілізується й ефективна потужність ($N_e=280$ кВт). Не встигають за 5 с стабілізуватися інші параметри n_{TK} , p_s , p_z , T_T . Значно швидше стабілізуються параметри холостого ходу при переході з четвертої на нульову позицію контролера машиніста.

Такий же аналіз, як для скороченого циклу штовхання, можна зробити і для етапів перемикання протягом умовного повного одинадцятихвилинного експлуатаційного циклу. На жаль, обмеженість екранного простору дисплея комп'ютера не дозволяє отримати повністю графіки зміни параметрів протягом усього циклу. Програмою передбачено виведення на екран дисплея та на принтер тільки останніх 50 с цього циклу, що й наведено на рис. 3.16.

Як бачимо з рис. 3.16, за останні 50 с індикації параметрів на екрані дисплея у поле зору потрапляють періоди роботи дизеля на третій, четвертій, п'ятій, шостій позиціях у повному обсязі, а також дуже обмежений час на сьомій позиції контролера машиніста. На восьму позицію дизель не встигає вийти.

Це значить, що при дуже обмеженому часі роботи дизеля на режимах сьомої та восьмої позицій контролера машиніста, як це видно з рис. 3.14 (останній справа пік навантаження) та табл. 3.3 в експлуатації дизель не встигає стабілізуватися по параметрах і працює тут з дуже низьким тиском наддувного повітря, із малим коефіцієнтом надлишку повітря та з високими значеннями температур робочого тіла в циліндрі та випускних газів.



$L_{\text{мех}} = 26.09919, \text{ МДж}$ $L_{\text{разг}} = 0.14747, \text{ МДж}$ $L_{\text{інх}} = 100.34003, \text{ МДж}$
 $\text{SumBc} = 5.964, \text{ кг}$ $L_{\text{ген}} = 74.09336, \text{ МДж}$ $T_{\text{ген}} = 0.07771, \text{ с}$
 $g_{\text{ср}} = 0.290, \text{ кг/кВтгод}$ $n_{\text{п.п}} = 659.92, \text{ с.}$

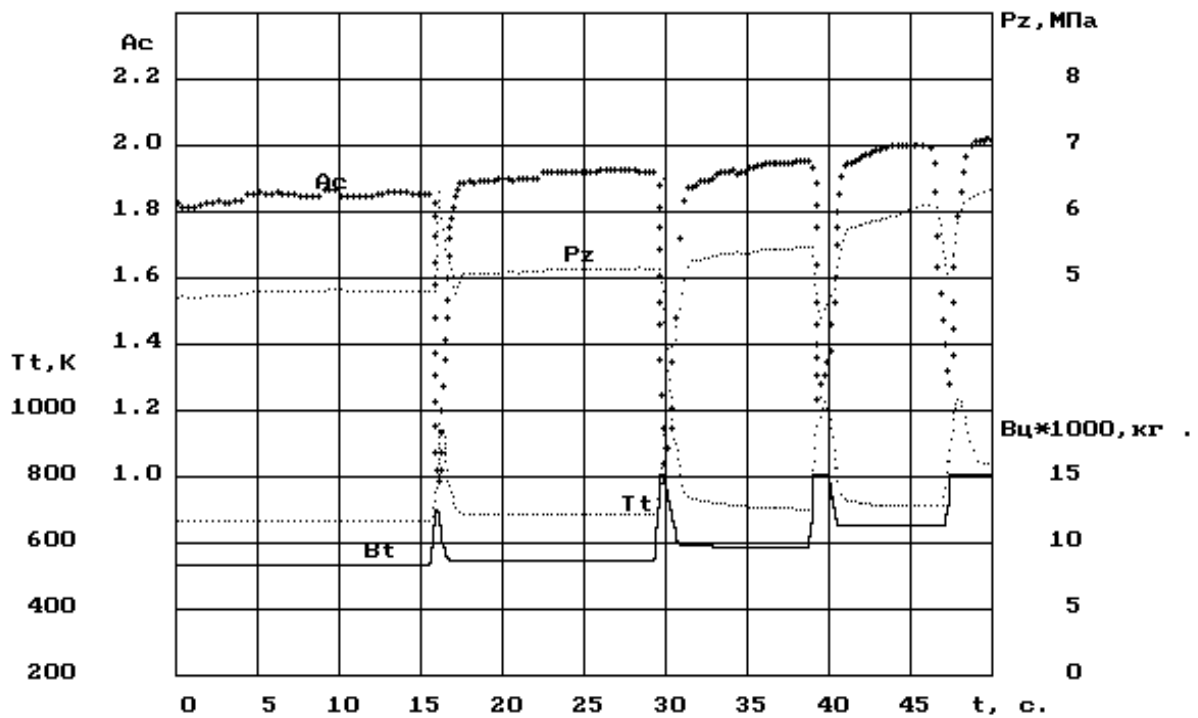


Рис. 3.16. Зміна деяких параметрів тепловозного дизеля ПДГ-1М за останні 50 с повного одинадцятихвилинного експлуатаційного циклу

При переході з режиму на режим рейка паливного насоса спочатку збільшує подачу вище необхідного значення, а потім встановлюється на потрібній величині. При цьому, починаючи з четвертої позиції контролера машиніста, рейки паливних насосів при переведенні рукоятки контролера на нову більш потужну позицію практично одразу стають на упор. При цьому ротор турбокомпресора ще не встигає розігнатися, тиск наддувного повітря p_s низький, а тому коефіцієнт надлишку повітря α (на рис. 3.16 “Ac”) різко падає, що приводить до різкого падіння максимального тиску згоряння p_z та зростання температур випускних газів T_T (“Tt”). На рис. 3.16 наведені також інтегральні показники повного експлуатаційного одинадцятихвилинного циклу: ефективна робота, яка виконана для приводу генератора $L_{ген}=74,1$ МДж та складається з індикаторної роботи ($L_i=100,34$ МДж) за відрахуванням роботи механічних втрат ($L_{мех} = 26,1$ МДж) та роботи, витраченої на розгін інерційних мас ($L_{роз}= 0,1475$ МДж). Остання виявляється надто малою і практично нульовою, тому що витрати енергії на розгін інерційних мас при розгоні дизеля (перехід на вищі позиції контролера машиніста) у підсумку повертаються при його гальмуванні (перехід з вищих на нижчі позиції контролера машиніста). Це повернення негативно впливає на спрацювання гальмових колодок особливо на маневрових тепловозах де виключена можливість руху локомотива за інерцією.

Аналізуючи результати розрахунків роботи дизеля ПДГ-1М у скороченому та повному експлуатаційному циклах можна зробити висновок, що вибрана методика та розроблена за нею розрахункова програма для ПЕОМ достатньо вірно відображає дійсну роботу дизеля, експериментальних даних з якої, потрібних для доведення адекватності, на жаль, немає. Якщо і є деякі похибки розрахунку від прийнятих припущень, особливо при моделюванні процесів згоряння, то при порівняльних розрахунках впливу тих чи інших конструктивних факторів вплив цих похибок нівелюється.

У четвертому розділі наведені приклади використання розробленого розрахункового комплексу дослідження роботи тепловозного дизеля в експлуатації при варіюванні деякими конструктивними параметрами дизеля та його систем навантаження, газотурбінного наддування та регулювання.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Як формується програма розрахунку робочого процесу розгорнутого дизеля з газотурбінним наддуванням?
2. Які можливі схеми комбінованого дизеля можна моделювати за допомогою програми розрахунку робочого процесу розгорнутого дизеля з наддуванням?
3. Що і як виводиться у вигляді інформації після закінчення розрахунку сталого робочого процесу дизеля?
4. Які параметри і у якому вигляді виводяться на дисплей комп'ютера або на принтер при розрахунку експлуатаційної характеристики транспортного двигуна?
5. Які параметри і у якому вигляді виводяться на дисплей комп'ютера або на принтер при розрахунку перехідного процесу з режиму на режим?
6. Яким чином формується розрахунковий експлуатаційний цикл роботи дизеля?
7. За якими рівняннями розраховуються відносні витрати палива на розгінні процеси, корисне навантаження та механічний опір?
8. Яким чином визначаються складові індикаторної роботи при розрахунку перехідних процесів дизеля?
9. За якою формулою визначається середньоексплуатаційна витрата палива при розрахунку експлуатаційного циклу?

4. ДЕЯКІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НА СТАЛІ ТА ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ РІЗНИХ ФАКТОРІВ ШЛЯХОМ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

4.1. Оптимізація параметрів транспортного дизеля моделюванням робочих процесів на сталих експлуатаційних режимах

4.1.1. Методика оптимізації конструктивних параметрів транспортного дизеля з газотурбінним наддуванням

На стадії проектування нових двигунів важливо визначити таке сполучення конструктивних і регулювальних параметрів дизеля, що забезпечить надалі мінімальну середньоексплуатаційну витрату палива. Природно, що при виборі конструктивних параметрів повинні враховуватися обмеження, що накладаються на показники робочого циклу з розуміннь міцності, надійності, ресурсу, токсичності і т.д.

Рішення проблеми вибору параметрів дизеля тільки експериментальним шляхом вимагає значних витрат матеріалів і часу, тому це не тільки нераціонально, але і практично неможливо. Більш продуктивним є підхід, при якому на етапі проектування з використанням методів математичного моделювання робочого циклу дизеля виконується вибір значень конструктивних і регулювальних параметрів дизеля, а потім в експерименті з обмеженим числом натурних зразків проводиться перевірка правильності цього вибору.

Таким чином, на стадії проектування дизеля виникає задача умовної оптимізації його конструктивних і регулювальних параметрів.

Для розв'язання конкретної задачі її необхідно насамперед коректно поставити, тобто визначити функцію мети, вибрати незалежні змінні (фактори) і значення обмежувальних параметрів. Стосовно до транспортного дизеля як функцію мети раціонально прийняти не питому ефективну витрату палива на якому-небудь одному визначальному режимі, а середньоексплуатаційну питому ефективну витрату палива. В останньому випадку розв'язання задачі займе трохи більше часу.

При виборі найменувань і числа параметрів, які оптимізуються, неминуче доводиться іти на компроміс між бажанням включити в процес оптимізації як можна більшу їхню кількість і можливостями одержання реальних результатів, що гарантовано будуть підтверджені в експерименті. Обмеження у виборі параметрів обумовлені як особливостями використовуваних математичних моделей двигуна, так і можливостями обчислювальної техніки. Тому на сьогоднішній день задачі оптимізації носять локальний характер, тобто оптимізуються не всі конструктивні параметри двигуна, яких сотні, а тільки група параметрів, що відносяться або до одного вузла, або до однієї системи.

При виборі системи ГТН дуже важливою є задача оптимізації конструктивних параметрів системи повітропостачання. Робота цієї системи значною мірою визначає всі техніко-економічні показники транспортного дизеля.

Для створюваного дизеля за фактори, які оптимізуються, доцільно прийняти параметри, що, на нашу думку, найбільшою мірою впливають на показники робочого циклу й ефективні показники двигуна. До них у першу чергу відносяться:

- тип випускної системи;
- фази відкриття і закриття впускних клапанів;
- фази відкриття і закриття випускних клапанів;
- мінімальні прохідні перетини соплового апарата турбіни турбокомпресора і кут установлення лопаток соплового апарата на виході;
- ступінь стиску;
- об'єми впускних і випускних колекторів;
- мінімальні прохідні перетини сопел перетворювача імпульсів (якщо перетворювач є);
- глибина охолодження наддувного повітря в проміжному охолоджувачі і втрати тиску в охолоджувачі;
- кут випередження подачі палива.

Варто особливо підкреслити, що наведений перелік параметрів є відкритим для розширення й у кожному конкретному випадку може коректуватися.

При виборі обмежувальних параметрів варто врахувати сформовану практику проектування, доведення й експлуатації транспортних дизелів. Доведено [4,5], що параметрами робочого циклу, що визначають в основному механічну і теплову напруженість двигуна, є максимальний тиск згоряння і температура газів перед турбіною турбокомпресора. Тому надалі саме вони приймалися як обмежувальні параметри. При необхідності перелік обмежувальних параметрів може бути розширений, наприклад шляхом включення в нього швидкості наростання тиску при згорянні, показників продувки циліндра, токсичності і т.д.

У даній роботі для оптимізації конструктивних і регульовальних параметрів системи повітропостачання використовувалася наведена вище математична модель циклу дизеля.

Існуючі алгоритми оптимізації можна розділити на два типи.

Перший тип проводить оптимізацію параметрів за спрощеною моделлю дизеля [4, 5].

Другий тип проводить оптимізацію параметрів за програмою оптимізації, у яку вбудована математична модель дизеля.

При здійсненні оптимізації методами першого типу можна виділити три основних етапи.

На першому етапі відповідно до обраного плану багатофакторного експерименту [4, 5] виконується серія розрахунків параметрів робочого циклу двигуна при різних сполученнях параметрів, які оптимізуються, тобто проводиться розрахунковий експеримент. У цьому експерименті визначаються значення питомої ефективної витрати палива, максимального тиску згоряння і температури газів перед турбіною при сполученні параметрів, які оптимізуються, обумовленим планом. У залежності від числа параметрів, які оптимізуються, і обраного плану експерименту число розрахункових експериментів досягає декількох десятків.

На другому етапі будується наближена математична модель об'єкта, що являє собою набір рівнянь, що мають у загальному випадку вид:

$$g_e = f_1(n, N_e, \bar{X}), \quad (4.1)$$

$$P_z = f_2(n, N_e, \bar{X}), \quad (4.2)$$

$$t = f_3(n, N_e, \bar{X}) \quad (4.3)$$

чи в більш простому випадку

$$g_e = f_1(\bar{X})_{n=const, Ne=const}, \quad (4.4)$$

$$P_z = f_2(\bar{X})_{n=const, Ne=const}, \quad (4.5)$$

$$t = f_3(\bar{X})_{n=const, Ne=const}, \quad (4.6)$$

де g_e - питома ефективна витрата палива;

P_z - максимальний тиск згоряння;

t - температура газів перед турбіною;

n - частота обертання колінчастого вала дизеля;

N_e - ефективна потужність двигуна;

\bar{X} - вектор параметрів, які оптимізуються.

Рівняння спрощеної математичної моделі дизеля являють собою, як правило, поліноми другого чи третього ступеня, хоча не виключається можливість застосування залежностей і іншої форми. Методика визначення постійних коефіцієнтів у цих поліномах описана [71].

На третьому етапі виконується, власне, пошук оптимальних параметрів, тобто визначається значення компонентів \bar{X} , при яких

$$g_e \rightarrow \min, \quad (4.7)$$

$$P_z < P_{z \max}, \quad (4.8)$$

$$t < t_{T \max}. \quad (4.9)$$

Облік умов типу нерівностей (4.7) і (4.9) виконується з використанням методу штрафних функцій [72]. Відповідно до цього методу задача умовної оптимізації приводиться до задачі

безумовної оптимізації шляхом заміни функції мети (4.7) допоміжною функцією

$$\Phi = g_e + \varphi_1(P_z) + \varphi_2(t), \quad (4.10)$$

де $\varphi_1(P_z)$ і $\varphi_2(t)$ – “штрафи” за перевищення припустимих значень обмежувальних параметрів, що являють собою “зрізання” парабол:

$$\varphi_1(P_z) = \begin{cases} 0 & \text{якщо } P_z \leq P_{z \max}, \\ \xi((P_{z \max} - P_z)/P_{z \max})^2 & \text{якщо } P_z > P_{z \max}, \end{cases}$$

$$\varphi_2(t_T) = \begin{cases} 0 & \text{якщо } t \leq t_{\max}, \\ \xi((t_{T \max} - t)/t_{T \max})^2 & \text{якщо } t > t_{\max}. \end{cases}$$

Коефіцієнт ξ дозволяє керувати величиною штрафу і регулювати погрішність виконання обмежень.

Для розв’язання задачі безумовної оптимізації з використанням спрощеної математичної моделі двигуна можуть бути застосовані різні методи, описані в спеціальній літературі [72].

Вибір методу розв’язання задачі безумовної оптимізації має практичне значення. Від того, наскільки вдало зроблений вибір, залежить час розв’язання задачі. Варто зупинитися особливо на ролі часу розв’язання задачі оптимізації конструктивних параметрів дизеля. Найчастіше воно визначає вибір стратегії розв’язання, від якої у свою чергу залежить точність результатів. Так, поділ процедури оптимізації конструктивних параметрів двигуна на три самостійних етапи обумовлений відносно великим часом, необхідним для проведення числового експерименту на першому етапі. Оптимізація за таким методом виконувалася

15-20 років тому з використанням ЕОМ серії ЄС (ЄС-1022, ЄС-1033). Тоді розрахунок параметрів робочого циклу дизеля, що відповідає одній точці плану експерименту, продовжувався, у залежності від складності випускної системи і числа циліндрів, від 1,5 до 2,5 год. Розв'язання задачі безумовної оптимізації прямими методами вимагає виконання в кращому випадку декількох десятків, а іноді і сотень кроків. Таким чином, уся процедура оптимізації вимагала приблизно 50...200 год машинного часу. Дефіцит машинного часу і його висока вартість, низька надійність ЕОМ, відсутність мереж зв'язку між ними, змушували шукати шлях практичного розв'язання прикладних задач. Продуктивною ідеєю було рішення про поділ задачі оптимізації на кілька етапів і про заміну точної моделі двигуна наближеною, отриманою з використанням методів планування експерименту. Це дозволяло розв'язувати задачу першого етапу на декількох ЕОМ, різко зменшувало час першого етапу і ризик втрати результатів попередніх розрахунків при збої якої-небудь ЕОМ.

Однак метод поділу задачі оптимізації на три самостійних етапи має і принциповий недолік, зв'язаний із заміною вихідної моделі двигуна наближеною, що складається з рівнянь апріорно заданого виду (поліномів другого ступеня). Ця процедура сама по собі породжує додаткову погрішність, що важко піддається оцінці. Крім того, вимагає спеціального програмного забезпечення і додаткових витрат часу сама по собі процедура побудови спрощеної математичної моделі.

На сьогоднішній день можливості обчислювальної техніки збільшилися у кілька разів. На персональній ЕОМ типу ІВМ час розрахунку одного режиму – менш 1 хв. Істотно збільшилася і надійність роботи ЕОМ. Тому з'являється реальна технічна можливість застосувати методи прямої оптимізації з використанням вихідної (точної) математичної моделі робочого циклу.

У даній роботі прийняті розроблені на кафедрі “Теплотехніка та теплові двигуни” УкрДАЗТ методика і програма прямої багатофакторної умовної оптимізації конструктивних і регульовальних параметрів дизеля. Приведення задачі умовної оптимізації до безумовної проводиться також методом штрафних

функцій. Задача безумовної оптимізації розв'язується методом Хука-Дживса [72]. Вибір цього методу – результат компромісу між вимогою забезпечити ефективність алгоритму (швидкодія) і складністю розроблення і налагодження програми. Найбільш простим для реалізації є метод покоординатного спуску. Однак ефективність цього методу мінімальна.

Ефективні градієнтні методи складні в реалізації, особливо у випадку настільки складних задач аналізу, як математична модель дизеля. Вони вимагають обчислення похідних за напрямками, що само по собі пов'язано з великими труднощами.

4.1.2. Вибір оптимальних конструктивних і регулювальних параметрів дизеля 8Д80А при роботі за експлуатаційною характеристикою кар'єрного самоскида БелАЗ 7512

В Україні в ДП «Завод імені Малишева» був розроблений проект восьмициліндрового V-подібного дизеля 8Д80А як силової установки кар'єрного самоскида БелАЗ 7512 з електропередачею. Такий дизель цілком забезпечує потужність $N_e = 883$ кВт при частоті обертання колінчастого вала $n = 1000$ хв⁻¹. Менші швидкохідність і середній ефективний тиск, чим у базового прототипу («Pilstik» 8РА-4 (8СН16,5/18,5)), очевидно дозволяють збільшити моторесурс силової установки і підвищити її паливну економічність. Але у будь-якому випадку дослідження ефективності того чи іншого варіанта не може бути без оптимізації конструктивних і регулювальних параметрів дизеля. В даному прикладі аналіз усіх можливих варіантів деяких конструктивних параметрів дизеля 8Д80А виконувався розрахунковим методом. Він заснований на математичному моделюванні процесів, що протікають у газоповітряному тракті двигуна, і реалізується при наявності математичної моделі, суть якої подана у розд. 2. При цьому проводилася оптимізація ряду конструктивних параметрів за методом, який наведено вище. Крім того, особливістю даного дослідження є те, що при аналізі робочого процесу дизеля 8Д80А на всіх режимах експлуатаційної характеристики визначалися питома середньоексплуатаційна витрата палива $g_{e\text{ сep.e}}$ і викиди оксидів азоту g_{NO} (найбільш

токсичної складової відпрацьованих газів) з урахуванням усередненого завантаження дизеля в експлуатації. При цьому $g_{e\text{сер.е}}$ визначалася як [6]

$$g_{e\text{сер.е}} = \Sigma(N_{ei} \cdot g_{ei} \cdot \tau_i) / \Sigma(N_{ei} \cdot \tau_i), \quad (4.11)$$

де N_{ei} , g_{ei} , τ_i – відповідно ефективна потужність, питома ефективна витрата палива і відносний час роботи дизеля на обраній i -ій точці експлуатаційної характеристики, вважаючи і холостий хід.

Такий підхід дозволяє при виборі варіанта дизеля прогнозувати як експлуатаційні витрати пропонованого споживачам дизеля, так і його екологічні показники [73].

У даній роботі була проведена оцінка ефективності цього дизеля й оптимізація ряду його конструктивних параметрів, а саме: фаз газорозподілу, ступеня стиску, площ прохідних перетинів елементів різних випускних систем і соплового апарата турбіни турбокомпресора типу ТК30. Мета дослідження полягала у виборі оптимального сполучення перерахованих вище параметрів, що забезпечують мінімальне значення середньоексплуатаційної витрати палива $g_{e\text{сер.е}}$. При проведенні дослідження враховувалося, що усі варіанти двигуна Д80 мають однаковий кут розвалу блока циліндрів, який для всіх V-подібних дизелів Д80 обраний рівним 45° . Для восьмициліндрового чотиритактного дизеля з погляду оптимальної динаміки і рівномірного порядку спалахів по куту повороту колінчастого вала кут розвалу блока повинен дорівнювати 90° . При куті розвалу 45° порядок роботи циліндрів нерівномірний з чергуванням кутів спалахів між циліндрами при переході з одного ряду в інший 45° , а потім при зворотному переході 135° п.к.в. (повороту колінчастого вала). Такий нерівномірний порядок приводить до ряду утруднень при виборі типу випускної системи і фаз газорозподілу дизеля.

При дослідженні було обрано варіант випускної системи, який має два випускних колектори (по одному на кожен ряд циліндрів), що підводять випускні гази у турбіну з двома заходами. Такий варіант прийнятий заводом практично для всіх V-подібних дизелів.

Оптимізація основних конструктивних параметрів проводилася за середньоексплуатаційною питомою витратою палива з накладеними обмеженнями на максимальний тиск згоряння p_z і температуру газів перед турбіною T_T . Для варіанта номінальної потужності $N_e=883$ кВт ці обмеження були встановлені в розмірі $p_z = 12$ МПа і $T_T = 873$ К.

Робота дизеля розглядалася на сімох точках експлуатаційної характеристики з таким тимчасовим завантаженням τ на кожній точці:

- 1) $N_e=883$ кВт, $n = 1000$ хв⁻¹, $\tau = 25\%$;
- 2) $N_e=730$ кВт, $n = 900$ хв⁻¹, $\tau = 15\%$;
- 3) $N_e=560$ кВт, $n = 800$ хв⁻¹, $\tau = 5\%$;
- 4) $N_e=400$ кВт, $n = 700$ хв⁻¹, $\tau = 1\%$;
- 5) $N_e=230$ кВт, $n = 600$ хв⁻¹, $\tau = 1\%$;
- 6) $N_e= 90$ кВт, $n = 500$ хв⁻¹, $\tau = 3\%$;
- 7) $N_e= 33$ кВт, $n = 400$ хв⁻¹, $\tau = 50\%$;

Як бачимо, даний дизель в експлуатації в основному завантажений на режимі номінальної потужності (точка 1), на другій точці (ці режими відповідають підйому самоскида з кар'єру) і на холостому ходу (стоянка, перекидання кузова при скиданні вантажу).

При оптимізації фази газорозподіли варіювалися в інтервалі $\pm 30^\circ$ п.к.в. від таких штатних значень:

- кут початку відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в.;
- кут закінчення закриття випускних клапанів $\varphi_{e'} = 405^\circ$ п.к.в.;
- кут початку відкриття впускних клапанів $\varphi_d = 310^\circ$ п.к.в.;
- кут закінчення закриття впускних клапанів $\varphi_{d'} = 584^\circ$ п.к.в.

Кут початку вприскування палива в циліндр варіювався в межах $\varphi_{енр} = 710^\circ \dots 716^\circ$ п.к.в. Ступінь стиску змінювався в межах $\varepsilon = 12 \dots 13$. Площа мінімального прохідного перерізу соплового апарата турбіни змінювалася в межах $F_{ca} = 65 \dots 80$ см².

У результаті проведеної оптимізації були отримані такі значення обраних параметрів:

- кут початку відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 115^\circ$ п.к.в.;
- кут закінчення закриття випускних клапанів $\varphi_{e'} = 405^\circ$ п.к.в.;
- кут початку відкриття впускних клапанів $\varphi_d = 310^\circ$ п.к.в.;

- кут закінчення закриття впускних клапанів $\varphi_d' = 565^\circ$ п.к.в.;
- кут початку вприскування палива в циліндр $\varphi_{впр} = 712^\circ$ п.к.в.;
- ступінь стиску $\varepsilon = 13$;
- мінімальна площа прохідного перерізу соплового апарата турбіни $F_{ca} = 70 \text{ см}^2$ ($2 \times 35 \text{ см}^2$).

Як бачимо, від штатних значень відхиляються кут початку відкриття впускних клапанів (на 15° п.к.в. раніш) і кут закінчення закриття впускних клапанів (на 19° п.к.в. раніш). Інші фази, ступінь стиску, площа прохідного перетину соплового апарата турбіни і кут початку вприскування щодо вихідних значень не змінилися.

Результати розрахунку експлуатаційної характеристики наведені на рис. 4.1 і 4.2. У порівнянні з вихідним варіантом (пунктирні криві) тут, крім зниження питомої витрати палива, спостерігається незначне підвищення температури газів перед турбіною, деяке зниження коефіцієнта надлишку повітря, суттєве зниження насосних втрат (на режимі $n = 800 \text{ хв}^{-1}$ це навіть не втрата, а додаток до індикаторної роботи, тому що $p_{nx} > 0$). Крім того, майже на усіх режимах знизилася і величини шкідливих викидів оксидів азоту. Середньоексплуатаційна питома витрата палива склала $g_{e \text{ сep.e}} = 0,219 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, що на $2,9 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ нижче, ніж у вихідного варіанта.

Аналізуючи отримані результати, можна припустити, що в даному випадку основний вплив на питому ефективну витрату палива з усіх параметрів, що оптимізуються, робить кут початку відкриття впускних клапанів φ_e .

У табл. 4.1 наведені параметри робочого циклу дизеля 8Д80А на режимі номінальної потужності при варіюванні тільки цієї фазою газорозподілу. Всі інші параметри вихідні. При оптимальному за середньоексплуатаційною витратою палива куті початку відкриття впускних клапанів $\varphi_e = 115^\circ$ п.к.в. питома витрата палива склала $g_e = 0,2073 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. Порівнюючи це значення з наведеним вище значенням $g_e = 0,2069 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ при всіх оптимальних параметрах, ми можемо припустити, що зниження g_e на $2,2 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$ відносно вихідних параметрів відбулося за рахунок фази відкриття впускних клапанів, а зміна фази закриття впускних клапанів дала зниження тільки на $0,4 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

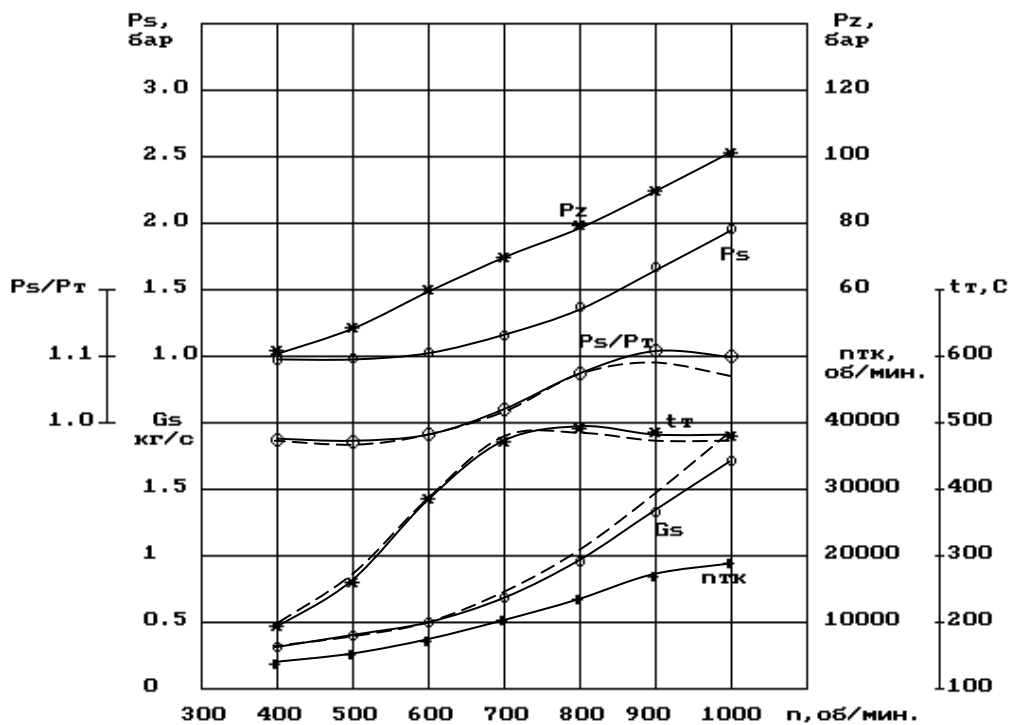
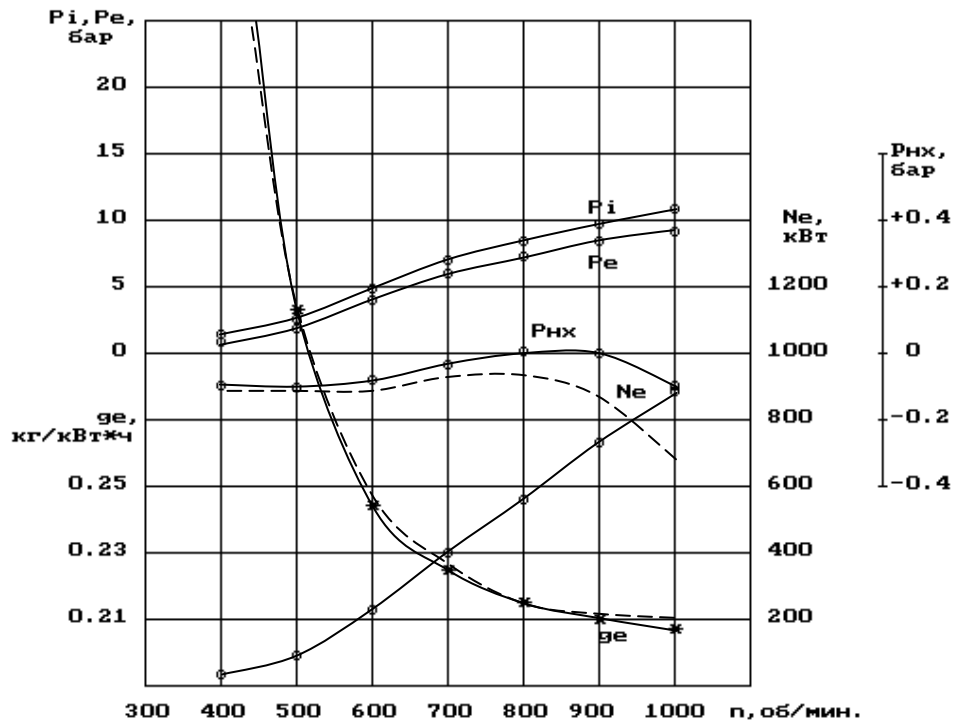


Рис. 4.1. Зміна параметрів робочого процесу дизеля 8Д80А з двоколекторною випускною системою з вихідними (пунктирні криві) та з оптимальними (суцільні криві) конструктивними параметрами за експлуатаційною характеристикою кар'єрного самоскида БелАЗ 7512

З табл. 4.1 видно, що при зменшенні кута початку відкриття випускних клапанів φ_e значно знижуються насосні втрати і збільшується механічний ККД η_m . Однак при цьому росте коефіцієнт залишкових газів γ , падає коефіцієнт наповнення η_{vs} , зменшується коефіцієнт надлишку повітря α і в результаті знижується індикаторний ККД η_i . Це приводить до того, що максимальне значення ефективного ККД η_e , а отже, і мінімальне значення питомої ефективної витрати палива g_e на режимі номінальної потужності припадає на більш ранню фазу відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в. Однак мінімальна питома середньоексплуатаційна витрата палива отримується при $\varphi_e = 115^\circ$ п.к.в. Це пояснюється тим, що на режимах малих навантажень, коли практично відсутнє наддування, раннє відкриття випускних клапанів більше впливає на втрату індикаторної роботи, ніж на ріст механічного ККД. У результаті, як це видно з табл. 4.2, на режимі холостого ходу оптимум фази відкриття випускних клапанів припадає на значення $\varphi_e = 140^\circ$ п.к.в. Зі зменшенням φ_e (збільшенням попередження випуску) тут g_e збільшується.

У результаті проведеного розрахункового дослідження можна зробити такий висновок. Для дизеля 8Д80А з номінальною потужністю $N_{e \text{ ном}} = 883$ кВт (1200 к.с.) та з прийнятою двоколекторною системою випуску оптимальними є такі значення конструктивних параметрів: ступінь стиску $\varepsilon = 13$, мінімальна площа прохідного перерізу соплового апарата турбіни ТК-30 $F_{ca} = 70$ см² (2×35 см²), фази газорозподілу $\varphi_e = 115^\circ$ п.к.в., $\varphi_{e'} = 405^\circ$ п.к.в., $\varphi_d = 310^\circ$ п.к.в., $\varphi_{d'} = 565^\circ$ п.к.в., кут початку вприскування палива $\varphi_{н \text{ вп}} = 712^\circ$ п.к.в.

4.2. Дослідження впливу на перехідні процеси тепловозного дизеля деяких факторів шляхом математичного моделювання

4.2.1. Вплив на перехідний процес затримання навантаження в електричному колі генератора

Одним із засобів скорочення часу перехідного процесу тепловозних дизелів при їх розгоні є введення затримки навантаження з боку споживача роботи. Для тепловозів з електричною передачею мова йде про затримку навантаження дизеля генератором. Дійсно, без навантаження дизель розганяється достатньо швидко. Приклад такого розгону для тепловозного дизеля ПДГ-1М (6ЧН 31,8/33) тепловоза ТЕМ-2М наведено на рис. 4.3. Так, на розгін цього дизеля без навантаження з нульової позиції контролера машиніста на восьму (із значення частоти обертів колінчастого вала $n = 300 \text{ хв}^{-1}$ до $n = 750 \text{ хв}^{-1}$) витрачається тільки 2,78 с (момент, якому відповідає вертикальна пунктирна пряма на рис.4.3). При цьому витрата палива складає 0,108 кг. Так як на нульовій позиції контролера ефективна потужність дизеля, яка необхідна для приводу допоміжного устаткування, складає $N_e = 9,55 \text{ кВт}$, то при цьому ефективна робота дизеля дорівнює $L_{ген} = 30 \text{ кДж}$. Робота, яка витрачається на розгін інерційних мас, складає $L_{роз} = 641,12 \text{ кДж}$, що у 25 рази більше ніж $L_{ген}$. Отже, при такому розгоні більша частина палива витрачається на розгін інерційних мас. У процесі розгону рійки паливних насосів приблизно за 0,4 с сідають на упори і десь півтори секунди насоси дають повну циклову подачу палива (див. зміну $V_{ц}$ на рис. 4.3). При цьому різко зменшується коефіцієнт надлишку повітря α до $\alpha < 1$ та відповідно зростає температура випускних газів до $T_T = 1100 \text{ К}$. Але ще через 1,6 с рейки зсовуються від упорів і встановлюють циклову подачу, яка необхідна для підтримки потужності холостого ходу ($N_e = 9,55 \text{ кВт}$). Ця циклова подача дещо більша, ніж вихідна ($3 \cdot 10^{-4} \text{ кг/цикл}$ ніж $2,202 \cdot 10^{-4} \text{ кг/цикл}$), тому що при більших частотах обертання колінчастого вала треба компенсувати підвищені механічні втрати. Завдяки тому значно зменшується температура випускних

газів, а α збільшується. Як показує експеримент, час такого ж самого розгону при навантаженні складає близько 11 с.

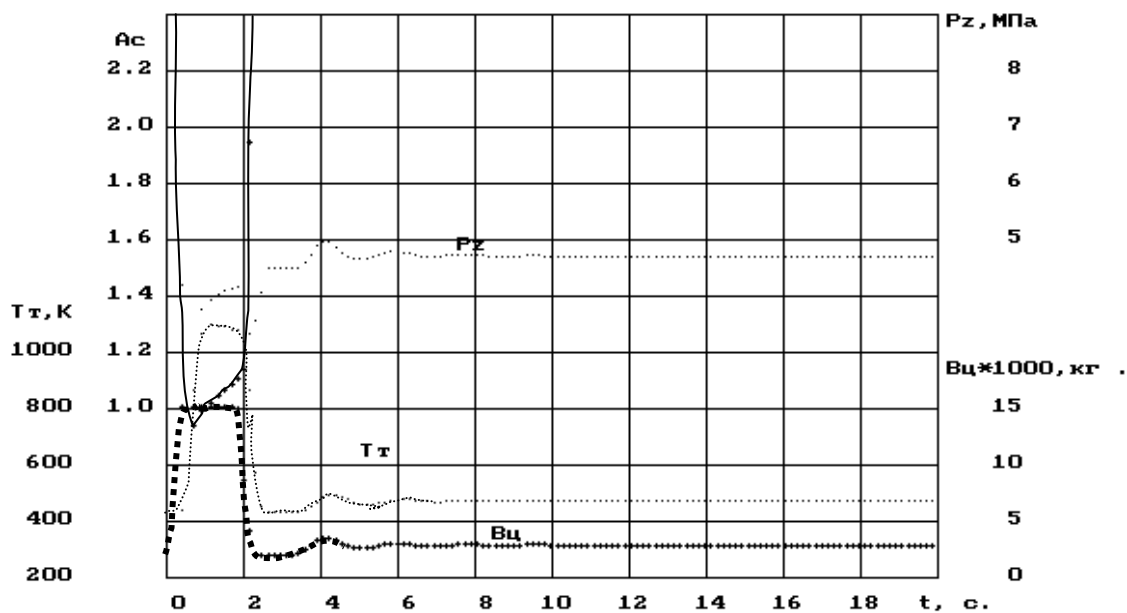
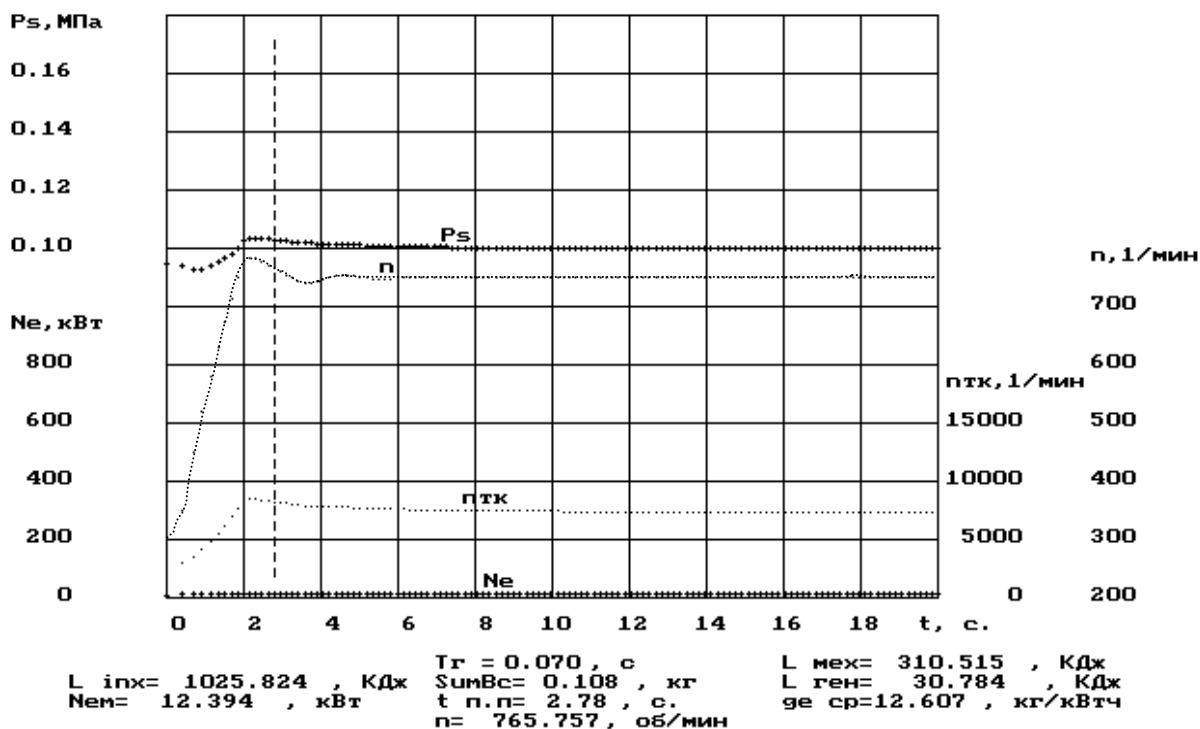


Рис. 4.3. Зміна параметрів дизеля 6ЧН31,8/33 при розгоні з нульової позиції контролера машиніста на восьму позицію без навантаження

Експериментальні дослідження [49] показали, що тепловозний генератор із збуджувачем по каналу регулювання “момент опору – частота обертання вала” можна з достатньою для практики точністю апроксимувати аперіодичним елементом першого порядку

$$T_g \cdot dM(t)/dt + M_{cg}(t) = k \cdot n(t), \quad (4.12)$$

де $M_{cg}(t)$ – момент опору, який створено генератором;

T_g – постійна часу;

k – коефіцієнт передачі;

$n(t)$ – частота обертання ротора генератора (або, що те ж саме – дизеля).

Якщо розглядати більш строго, то T_g та k залежать не тільки від конструктивних параметрів генератора та збуджувача, але й від частоти обертання $n(t)$. Однак при дослідженні впливу величини T_g на час розгону тепловозного дизель-генератора впливом $n(t)$ на T_g можна знехтувати. При нульовій постійній часу $T_g = 0$ інерційний аперіодичний елемент першого порядку перетворюється у безінерційний або підсилюючий. З підвищенням постійної часу швидкість зростання моменту опору $M_{cg}(t)$, який створює генератор, відстає від швидкості зростання частоти обертання вала. Таке явище називається інерційною або ємнісною затримкою. Крім ємнісної, є ще й транспортна затримка $\tau_{зат}$.

У дослідженні, яке пропонується, було розглянуто вплив тільки величини постійної часу T_g на час розгону тепловозного дизель-генератора ПДГ-1М, що є ємнісною затримкою. Таку затримку значно легше реалізувати на практиці, ніж транспортну. Для генератора ГП 310 із збуджувачем МВГ 25/9 середнє значення постійної часу в інтервалі частот від $n = 300 \text{ хв}^{-1}$ до $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ дорівнює $T_g = 0,268 \text{ с}$. Дослідження проводилося розрахунковим методом за допомогою математичної моделі та програми розрахунку, склад яких наведено у розд. 2 та 3. Інтервал варіювання T_g склав від $T_g = 0 \text{ с}$ до $T_g = 4 \text{ с}$. Дослідження проводилося у три етапи. На першому етапі встановлювався вплив значення T_g на показники перехідного процесу при однократному розгоні з накидом повного навантаження. На другому етапі встановлювався вплив затримки

навантаження (збільшення величини T_g) на показники дизеля при його роботі у п'ятдесятисекундному циклі з триступінчатим накидом та з двоступінчатим скиданням навантаження (цикл штовхання). На третьому етапі розглядався умовний одинадцятихвилинний експлуатаційний цикл із багатократним накидом та скидом навантаження на усіх позиціях контролера машиніста.

Результати першого етапу дослідження приведені на рис. 4.4...4.8. На рис. 4.4...4.6, як приклад, показано зміну параметрів дизель-генератора ПДГ-1М у перехідному процесі при однократному розгоні дизеля з нульової на восьму позицію контролера машиніста. Тут рис. 4.4,а, 4.5,а, 4.6,а відносяться до вихідного варіанта постійної часу ($T_g = 0,073$ с) при часі розгону $\tau_p = 12,36$ с, а рис. 4.4,б, 4.5,б, 4.6,б – до варіанта з $T_g = 1,15$ с, при якому спостерігається найшвидший розгін дизеля ($\tau_p = 7,06$ с). На рис. 4.4 наведені зміни таких параметрів дизеля, як тиск наддувного повітря p_s , частота обертання колінчастого вала n , ефективна потужність N_e та частота обертання ротора турбокомпресора n_{TK} . З порівняння варіантів „а” і „б” видно, що затримка навантаження на 1,077 с значно прискорює перехідний процес за часом (7,06 с проти 12,36 с). На рис. 4.5 можна побачити, що у перші дві секунди за рахунок більшої ємності потужність навантаження $N_{нагр}$ при затримці навантаження значно менша, ніж без затримки, але потім темп навантаження зростає настільки, що дизель дещо гальмується. Тут ми бачимо між п'ятою та шостою секундами часу розгону гальмування росту індикаторної потужності N_i . У цей час потужність прискорення $N_{уск}$ стає практично нульовою. Амплітуда цієї потужності при затримці значно більша, ніж у вихідному варіанті, хоча робота, яка витрачається на розгін (площа під кривими $N_{уск}$), практично однакова. Тут також наведені значення потужності механічних втрат $N_{мех}$, стабілізація якої і показує закінчення перехідного процесу. На рис. 4.6 наведені криві зміни таких параметрів, як максимальний тиск згоряння p_z , коефіцієнт надлишку повітря A_C , температура відпрацьованих газів T_T та циклова подача палива $V_{ц}$. Остання у варіанті „а” без затримки практично одразу ж (після 0,3 с) сідає на упор і вже не сходить із нього до кінця розгону. Те ж саме спостерігається й при варіанті „б”.

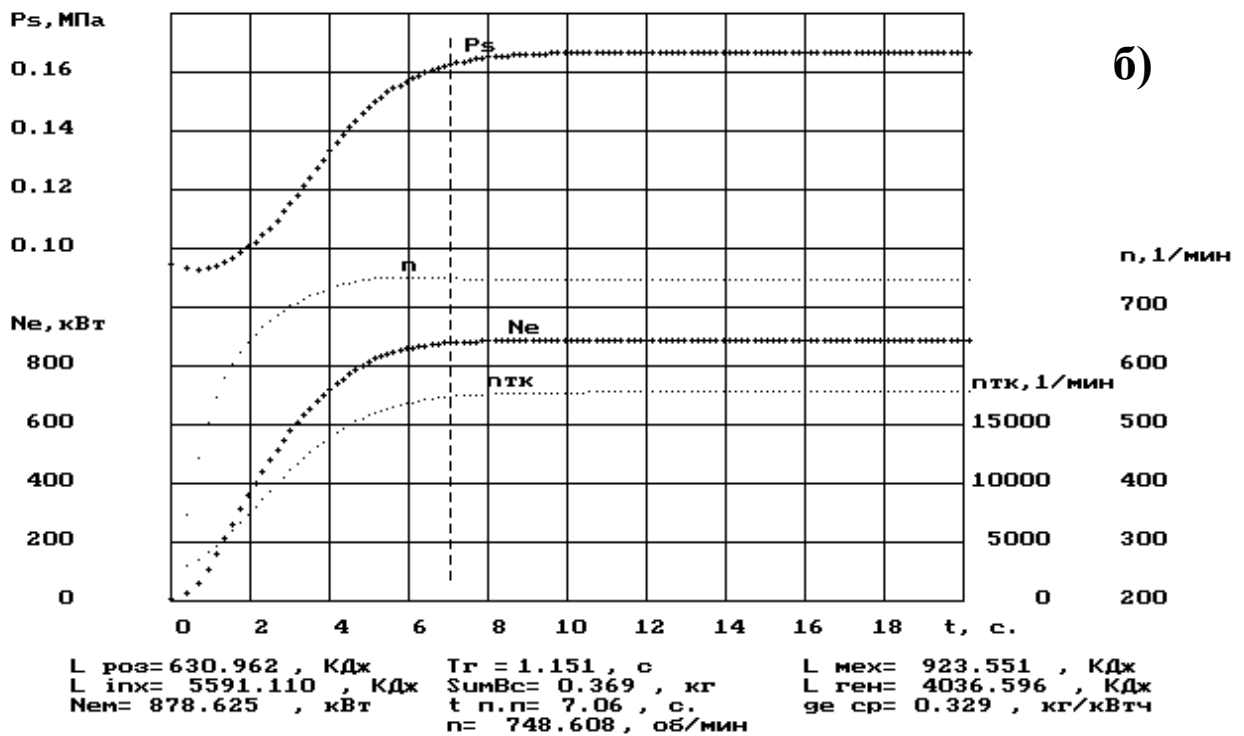
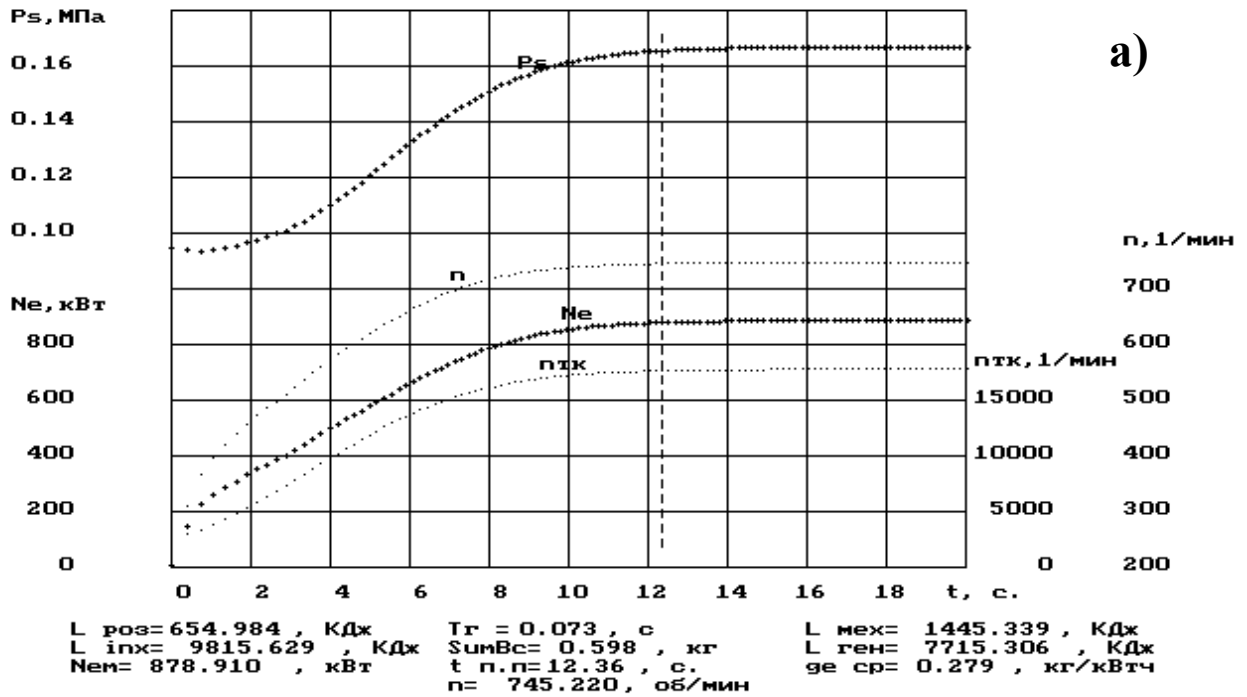
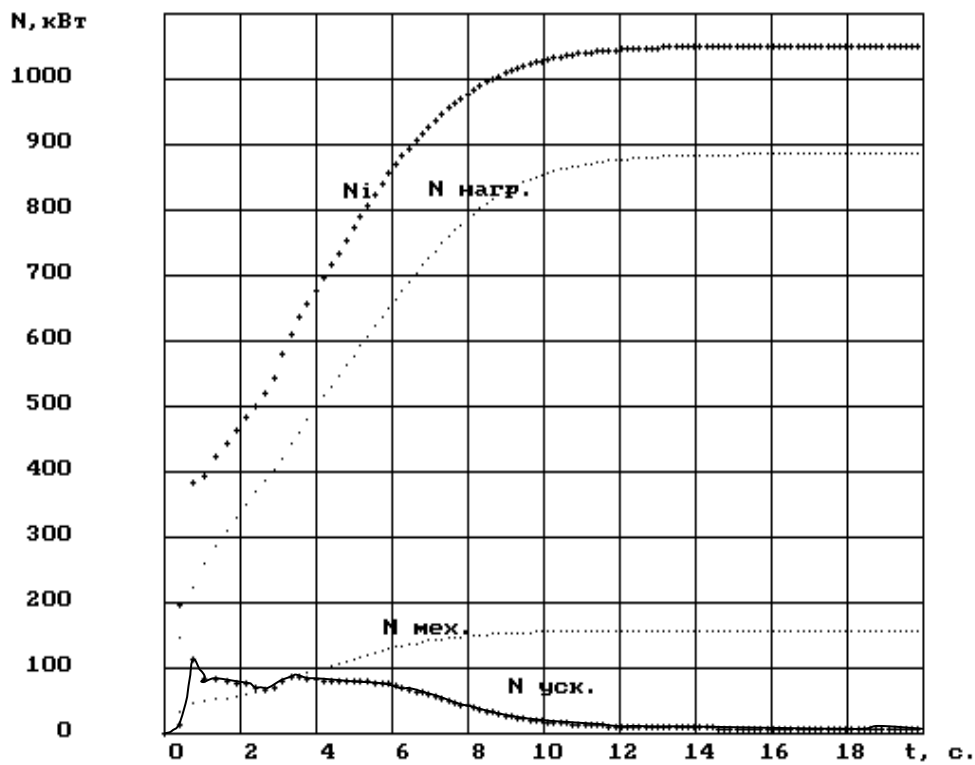
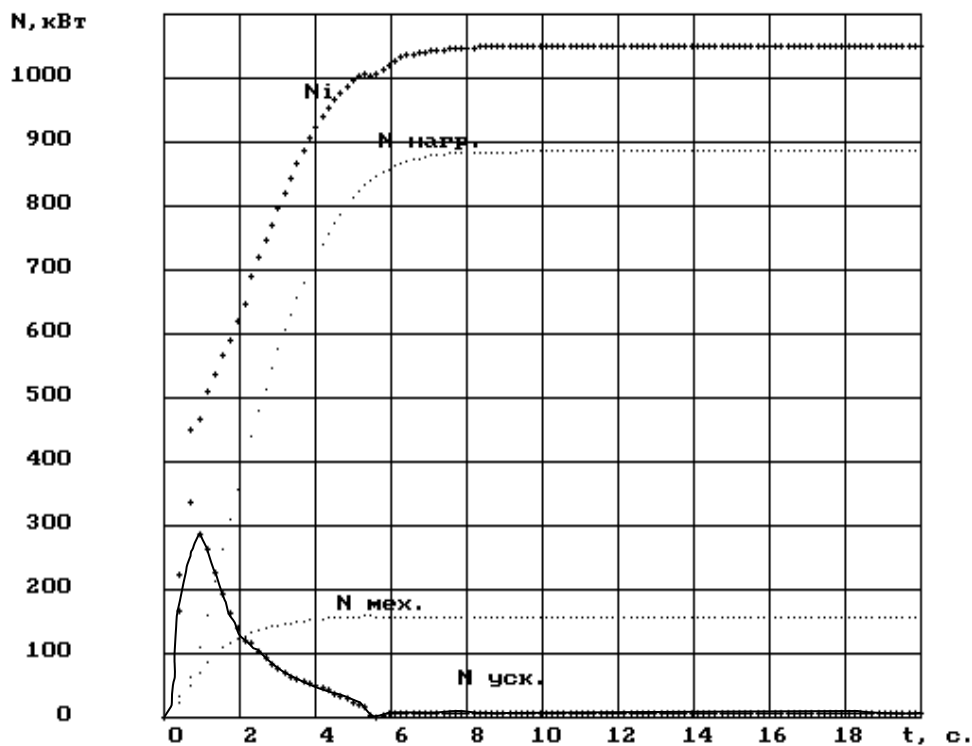


Рис. 4.4. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М при розгоні з нульової позиції контролера машиніста на восьму: а - з вихідним значенням постійної часу $T_g=0,073$ с; б - із затримкою, що відповідає $T_g=1,15$ с при мінімальному часі розгону



а)



б)

Рис. 4.5. Зміна потужностей дизеля ПДГ-1М при розгоні з нульової позиції контролера машиніста на восьму:
 а - з вихідним значенням постійної часу $T_g=0,073\text{с}$;
 б - із затримкою, що відповідає $T_g=1,15\text{с}$ при мінімальному часі розгону

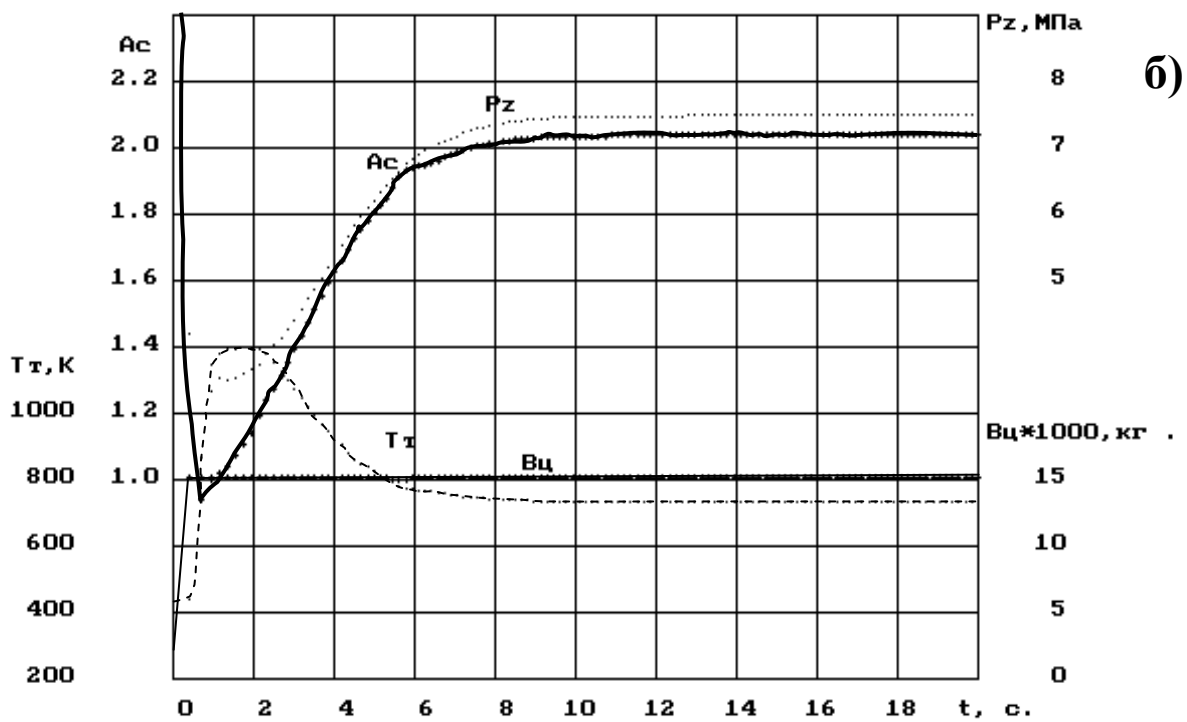
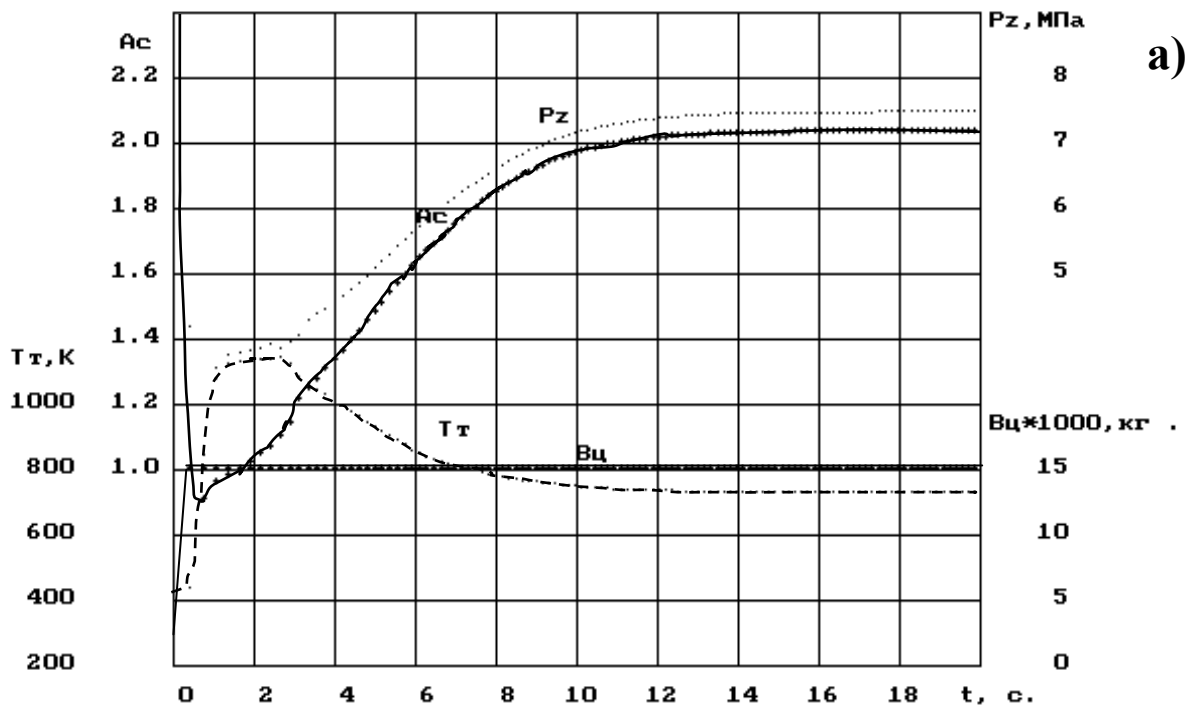


Рис. 4.6. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М при розгоні з нульової позиції контролера машиніста на восьму:
 а - з вихідним значенням постійної часу $T_g = 0,073\text{ s}$;
 б - із затримкою, що відповідає $T_g = 1,15\text{ s}$ при мінімальному часі розгону

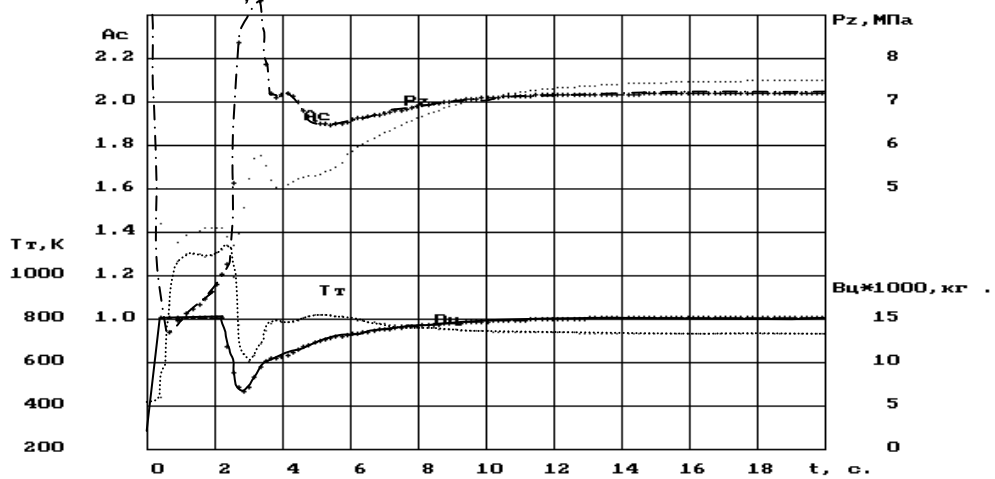
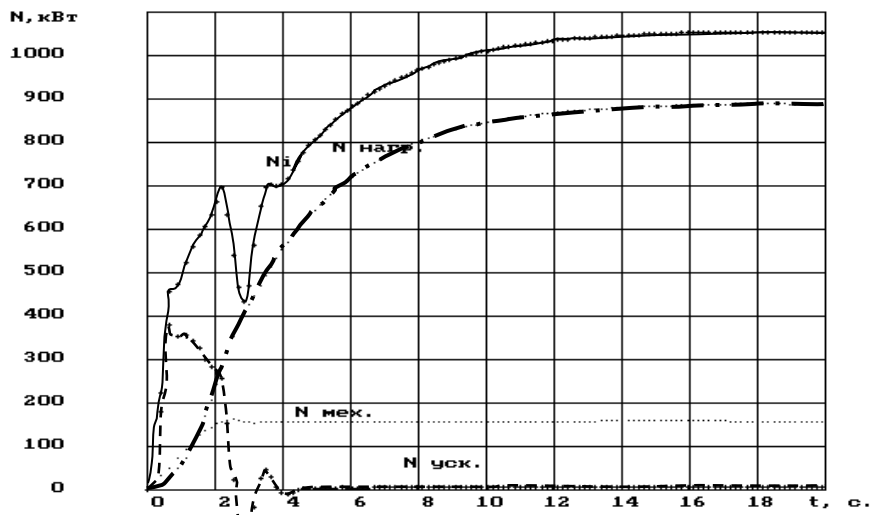
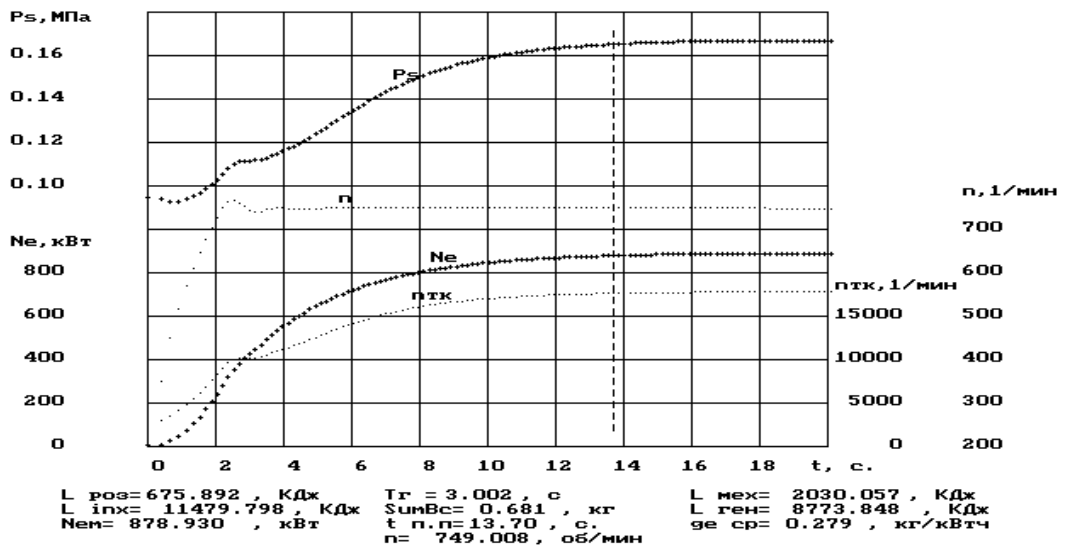


Рис. 4.7. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М при розгоні з нульової позиції контролера машиніста на восьму при постійній часу $T_g = 3$ с

Але у варіанті „б” коефіцієнт надлишку повітря зростає швидше і досягає значення $\alpha = 2$ вже на восьмій секунді, тоді як без затримки це настає тільки на одинадцятій секунді. При цьому також температура випускних газів при більшій затримці спочатку значно збільшується (до $T_T = 1200$ К), але досягає припустимої величини вже на п'ятій секунді, тоді коли у вихідному варіанті тільки на сьомій секунді. У варіанті з ще більшою затримкою навантаження, що відповідає значенню постійної часу $T_g = 3$ с, можна побачити, що після третьої секунди темп навантаження зростає настільки, що дизель дещо гальмується (див. рис. 4.7). Тут ми бачимо провал індикаторної потужності N_i та потужності прискорення $N_{уск}$. При цьому на третій секунді з включенням навантаження циклова подача дещо падає, а вже потім остаточно поступово виходить на максимальне значення, що вже при частоті обертання колінчастого вала, яка стабілізувалась, зтягує вихід на максимальну потужність. Провалу значення B_{ψ} відповідає підвищення коефіцієнта надлишку повітря і максимального тиску згоряння та зниження температури відпрацьованих газів. На рис. 4.8 наведені криві залежностей часу розгону τ_p , ефективної роботи, яка знята на клемі генератора L_g , абсолютної B_p та питомої g_e витрати палива від постійної часу T_g . Тут можна побачити яскраво виражений мінімум щодо перших трьох величин при $T_g = 1,15$. Але при цьому питома витрата палива максимальна. На наш погляд, тому є такі пояснення. Оцінку теплової й механічної досконалості двигунів внутрішнього згоряння прийнято проводити по величині ефективного ККД η_e або, що те ж саме, по величині питомої ефективної витрати палива g_e . При оцінці вказаних якостей ДВЗ за період розгону такий показник не може бути прийнятим. Якщо розглядати крайній випадок, коли розгін миттєвий (час розгону дорівнює $\tau_p = 0$ с), то адекватна робота за цей час також дорівнює нулю. При цьому витрата палива не є нульовою. Тоді $g_e = \infty$. Але ж дизель при $\tau_p = 0$ с в експлуатації має виконати більше роботи з меншою витратою палива. Тому вірніше було б визначати питому ефективну витрату палива для різних варіантів розгону або за період часу, який дорівнює τ_p вихідного варіанта, або з умов рівності з вихідним варіантом виконаних за період розгону робіт L_g .

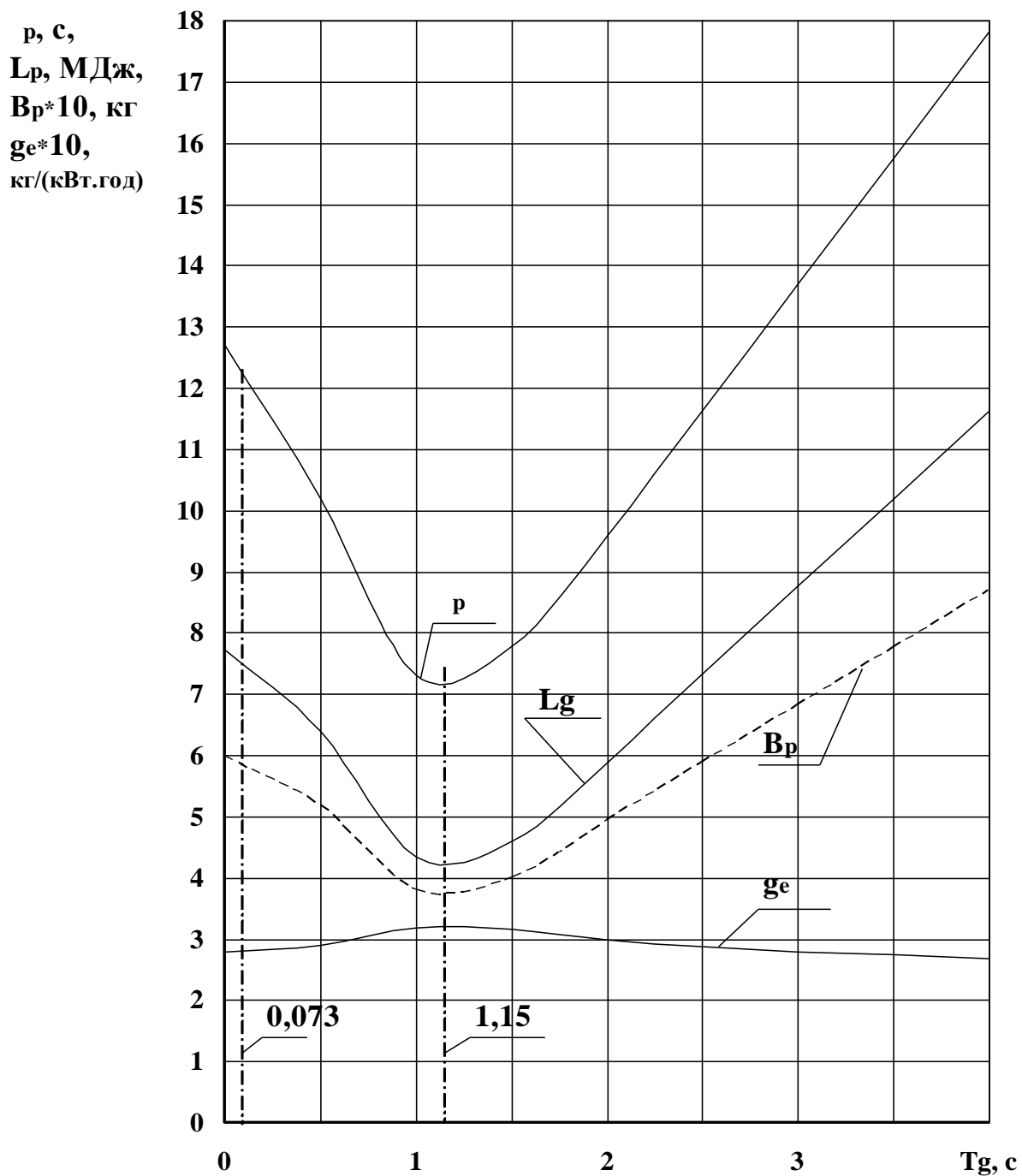


Рис. 4.8. Криві залежностей часу розгону τ_p , роботи, яка знята на клемі генератора L_g , абсолютна B_p (---) та питома g_e витрати палива від постійної часу

Як вже було сказано вище, на другому етапі встановлювався вплив затримки навантаження (збільшення величини T_g) на показники дизеля при його роботі у п'ятдесятисекундному циклі з триступінчатим накидом та з двоступінчатим скиданням

навантаження (цикл штовхання). За цикл було прийнято таку комбінацію позицій контролера машиніста за п'ятдесятисекундний час роботи дизеля: нульова (тривалість 10 с) – третя (5 с) – п'ята (5 с) – восьма (10 с) – четверта (5 с) – нульова (15 с).

Результати дослідження впливу затримки навантаження при роботі дизеля у циклі штовхання наведені на рис. 4.9, 4.10. На рис. 4.9 наведені залежності виконаної роботи L , витраченого палива B та питомої середньоексплуатаційної за вибраний цикл витрати палива g_e від постійної часу. Тут ми бачимо, що і робота L , і витрата палива B ростуть із ростом затримки навантаження до значення $T_g = 3$ с. Питома витрата палива g_e навпаки при такому значенні T_g мінімальна. Узагалі питома витрата палива при $T_g = 3$ с при роботі тепловоза у прийнятому циклі штовхання знижується на $0,0065$ кг/(кВт*год), або на $2,5\%$, що дуже істотно.

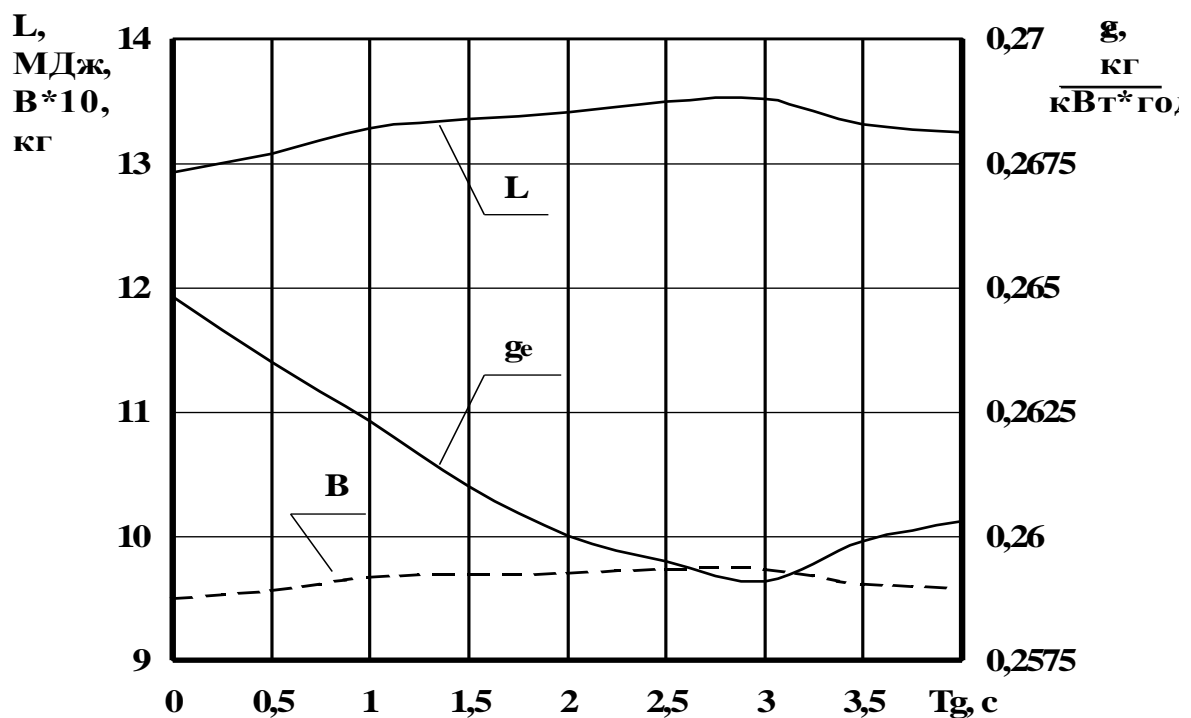
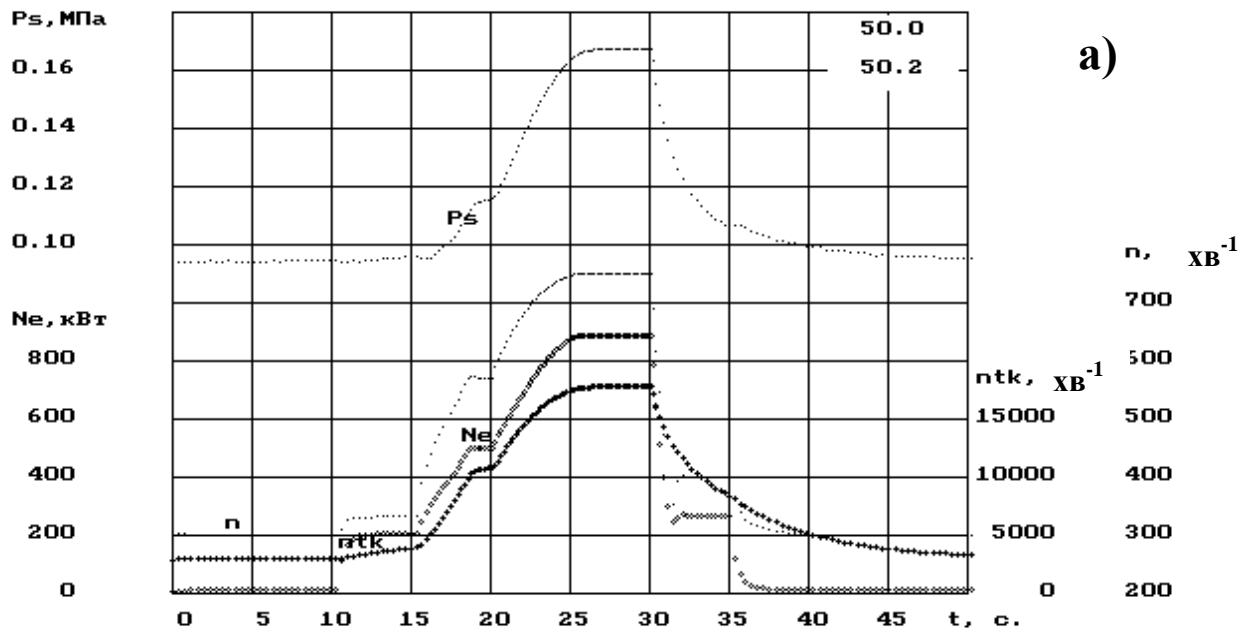


Рис. 4.9. Криві залежностей виконаної роботи L , витраченого палива B та питомої середньоексплуатаційної за час розгону витрати палива g_e від постійної часу

На рис. 4.10 показані зміни параметрів роботи дизеля в обраному вище експлуатаційному п'ятдесятисекундному циклі штовхання при порівнянні варіантів з вихідним значенням постійної часу „а” та з трисекундною постійною часу „б”. Тут ми бачимо, що при більшій затримці навантаження відповідні обраним позиціям контролера машиніста частоти обертання колінчастого вала досягаються скоріше, ніж у вихідному варіанті. Але ротор турбокомпресора розкручується у цьому випадку повільніше, що зтягує зростання тиску наддувного повітря та ефективної потужності. Узагалі затримка за даними розрахунку циклу дає ріст виконаної роботи (13,6 МДж проти 12,9) при рості витрати палива (0,97 кг проти 0,95). Проте спостерігається зниження питомої витрати палива (0,259 кг/(кВт*год) проти 0,2645).

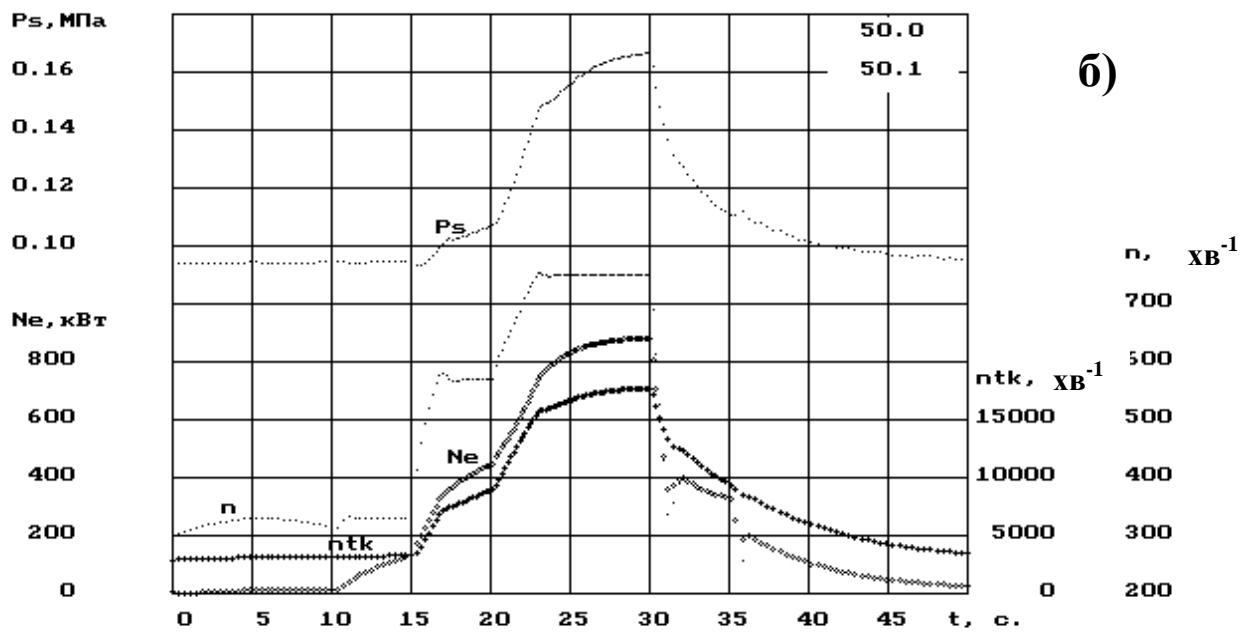
Нарешті, на третьому етапі, як вже було сказано вище, розглядався експлуатаційний цикл із багатократним накидом та скиданням навантаження на усіх позиціях контролера машиніста.

На рис. 4.11 наведені деякі результати розрахунку роботи дизеля ПДГ-1М в умовному експлуатаційному циклі відповідно рис. 3.14 при різних значеннях постійної часу навантаження дизеля. З ростом затримки навантаження абсолютна витрата палива B знижується в інтервалі 0,2 кг за час умовного експлуатаційного циклу. Але при цьому на багатьох, особливо вищих позиціях контролера машиніста, дизель не встигає набирати задану потужність, тому корисна робота L , яку він виконує за цикл, зменшується. В підсумку при збільшенні часу затримки навантаження питома ефективна експлуатаційна витрата палива g_e збільшується за весь інтервал затримки на 2 г/(кВт.год). Тому у даному випадку оптимальною є вихідне значення постійної часу $T_g = 0,073$ і немає сенсу збільшувати затримку навантаження.



$\Sigma m_{Bc} = 0.949$, кг
 $L_{\text{ген}} = 12.93187$, МДж

$t_{\text{п.п}} = 50.20$, с.
 $g_{e \text{ ср}} = 0.264$, кг/кВтч



$\Sigma m_{Bc} = 0.968$, кг
 $L_{\text{ген}} = 13.40174$, МДж

$t_{\text{п.п}} = 50.05$, с.
 $g_{e \text{ ср}} = 0.260$, кг/кВтч

Рис. 4.10. Зміна параметрів дизель-генератора ПДГ-1м при роботі тепловоза ТЕМ-2 у експлуатаційному циклі штовхання:
 а - $T_g = 0,073$ с ; б - $T_g = 3$ с

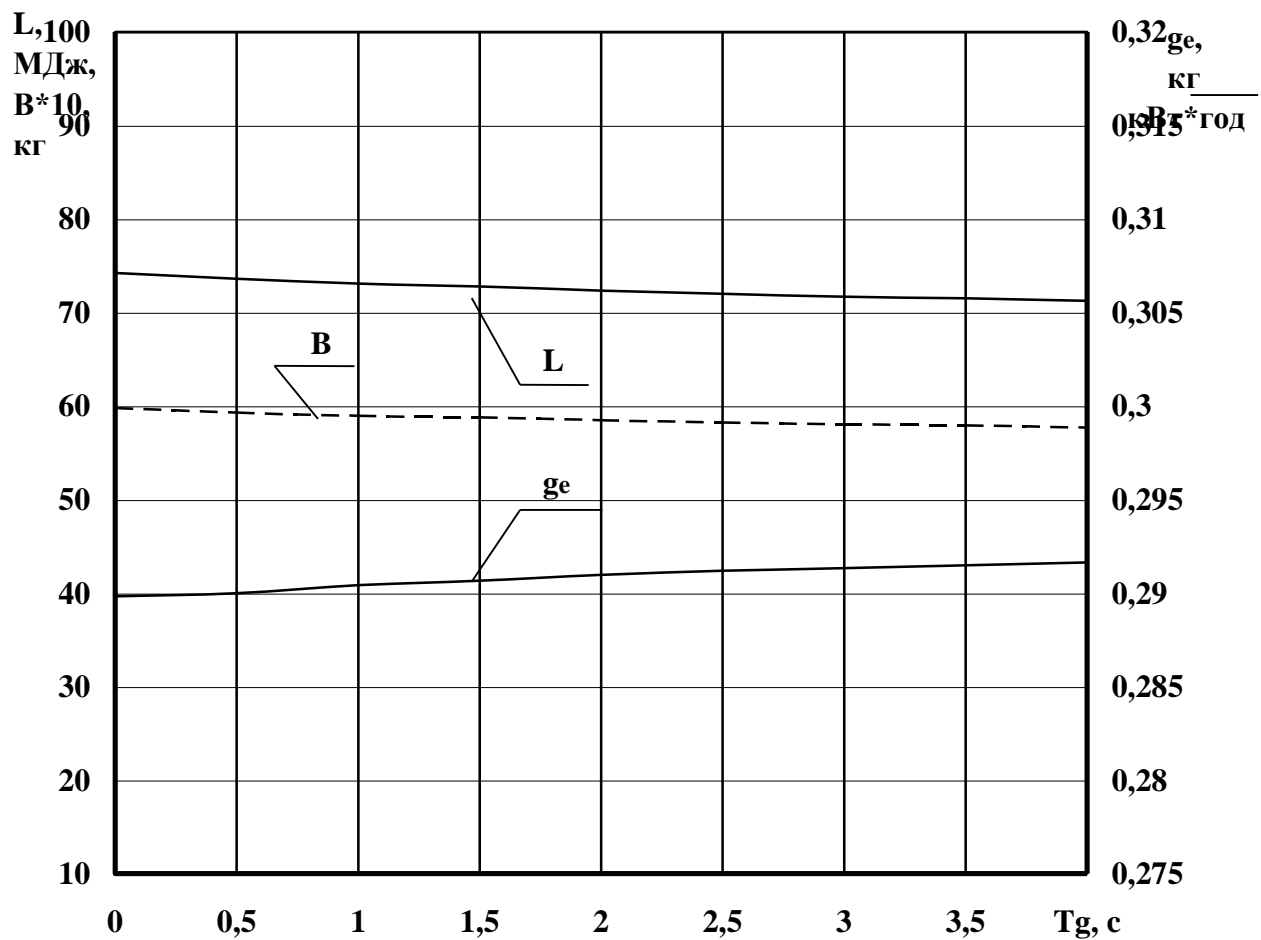


Рис. 4.11. Криві залежностей виконаної роботи L , витраченого палива B та питомої середньоексплуатаційної за вибраний цикл витрати палива g_e від постійної часу при роботі дизеля в експлуатаційному циклі

Як бачимо, при різних видах роботи відбуваються різні оптимальні затримки часу навантаження. Так, при повному розгоні постійна часу має дорівнювати $T_g = 1,15$ с, при роботі в одиночному циклі штовхання - $T_g = 3$ с, а при умовному одинадцятихвилинному експлуатаційному циклі затримки не повинно бути взагалі і можна залишити вихідне значення постійної часу $T_g = 0,073$ с.

4.2.2. Вплив на економічність перехідних процесів системи наддування повітря

Тип системи ГТН визначається, як правило, конструкцією випускної системи дизеля. У свою чергу випускні системи можуть бути трьох видів: імпульсна, ізобарна та з перетворювачем імпульсів (ПІ). Імпульсна система випуску забезпечує розподіл потоків випускних газів із сусідніх за порядком роботи циліндрів у різні випускні колектори, яких має бути декілька (у нашому випадку два). При цьому значно зменшується дисипація енергії випускних газів та збільшується питома адіабатна робота газів у турбіні. Крім того, наявність пульсацій тиску сприяє можливості здійснювати продувку циліндрів. Недоліками цієї системи випуску є наявність кінематичної та геометричної парціальностей турбіни. Перша визначається за рахунок різких пульсацій тиску та температури газів перед турбіною, що приводить до ударів із боку потоку газу по черзі спочатку у коритце, а потім у затилок турбінних лопаток. Друга пов'язана з декількома (у нашому випадку з двома) входами у турбіну, що приводить до небажаних компресорних процесів у пасивних секторах робочого колеса турбіни. Ці недоліки сприяють зниженню ККД турбіни. В ізобарних системах ГТН має місце тільки один випускний колектор, у який направляються випуски з усіх циліндрів дизеля. При цьому пульсація параметрів незначна або взагалі відсутня, що виключає ударні явища. Крім того, існує один вхід у турбіну по всьому периметру робочого колеса, що виключає компресорні процеси. Тому ККД турбіни при таких системах випуску максимальний. Але таким системам властиві великі дисипативні втрати за рахунок внутрішнього тертя при змішуванні газових потоків у великому об'ємі. Ступінь наближення до ізобарних процесів у таких системах визначається великим значенням об'єму колектора. При малих значеннях об'єму та відносно малій кількості циліндрів ($z = 2 \dots 6$) кінематична парціальність також існує. Системи з ПІ залишають пульсації параметрів у колекторах, але вирівнюють їх перед турбіною. При цьому є можливість здійснювати продувку циліндрів та мати високий ККД турбіни. ПІ являє собою ежектор, який об'єднує декілька колекторів в

один вхід до турбіни. Цей ежектор має сопла, які завершують випускні колектори, камеру змішування та дифузор. Кожне сопло по черзі в залежності від проходження потоку газів стає активним або пасивним. Але у ПІ при змішуванні потоків та за рахунок закидів газу з одного активного колектора до другого пасивного колектора частина енергії дисипується, що приводить до зменшення питомої адіабатної роботи газів у турбіні.

Дослідження впливу перелічених вище систем ГТН на час перехідного процесу при розгоні дизелів із режиму холостого ходу до режиму номінальної потужності експериментально проводилися деякими авторами [20, 41, 68]. Вони показали перевагу за часом розгону системи ГТН з імпульсною випускною системою. На другому місці є система з ПІ і найбільш неефективною у цьому плані є ізобарна система. Пояснюється це тим, що пульсації тиску газів перед турбіною сприяють швидшому розгону ротора турбокомпресора. Згадані вище дослідження проводились виключно для повного розгону. Робота дизеля в експлуатаційному циклі не розглядалась. При дослідженні спочатку також розглядалися повні розгони дизеля ПДГ-1М тепловоза ТЕМ-2 шляхом розрахунку повного перехідного процесу. Величини деяких його параметрів при повному розгоні та при різних випускних системах наведені у табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Параметри розгону дизеля ПДГ-1М при різних типах випускних систем

Найменування параметра	Тип випускної системи			
	Імпульсна двоколекторна	Двоколекторна з ПІ	Ізобарна одноколекторна	Імпульсна одноколекторна
1	2	3	4	5
1. Кінцева потужність N_e , кВт	878,9	879,45	881,5	879,56
2. Кінцева частота обертання колінчастого вала n , хв^{-1}	745,22	745,48	746,14	745,6
3. Час розгону τ , с	12,36	12,43	12,58	11,27
4. Кількість палива, яке витрачене на розгін, B , кг	0,598	0,579	0,579	0,524

Продовження табл. 4.3

1	2	3	4	5
5. Вироблена за розгін індикаторна робота дизеля L_i , кДж	9815,63	9181,83	9074,49	8332,74
6. Механічна робота дизеля, яка втрачена при розгоні, $L_{мех}$, кДж	1445,34	1351,88	1335,71	1221,08
7. Робота, яка витрачена на розгін рухомих частин дизеля, $L_{роз}$, кДж	654,98	652,83	653,38	645,31
8. Корисна робота на привід генератора $L_{ген}$, кДж	7715,306	7177,12	7085,4	6466,35
9. Площа прохідного перерізу соплового апарата турбіни F_{ca} , см ²	56×2=112	110	112	110

Як бачимо з табл. 4.3, найшвидший розгін дизеля ПДГ-1М спостерігається при одноколекторній імпульсній випускній системі. Це також одностовбурний колектор, як і у випадку ізобарної системи ГТН, але його діаметр такий же, як і у колекторів двоколекторної імпульсної системи, а його об'єм (0,05 м³) дещо більший, ніж об'єм більшого колектора останньої (0,048 м³). Об'єм колектора ізобарного варіанта в шість разів більший (0,3 м³), ніж в імпульсного одноколекторного варіанта. На рис. 4.12 зображені індикаторні діаграми у циліндрі P, t та у системах впуску Ps і впуску Pm дизеля ПДГ-1М при різних системах впуску на номінальному сталому режимі. Тут видно, що при великому значенні об'єму ізобарної системи тиск випускних газів перед турбіною Pm практично не змінюється за часом. При малому об'ємі одноколекторної системи впуску спостерігаються шість чітких імпульсів тиску Pm , які й сприяють швидкому розгону ротора турбокомпресора. При цьому завдяки тому, що немає геометричної парціальності турбіни та при значно меншій у порівнянні з двоколекторною імпульсною системою кінематичній парціальності ККД турбіни значно вищий ($\eta_T = 0,783$ проти $\eta_T = 0,707$). Пульсації тиску Pm у системі з ПІ вищі по амплітуді ніж при ізобарній системі, але нижчі, ніж в імпульсних системах. Питома ефективна витрата палива на номінальному режимі роботи найменша при ізобарній системі ($g_e = 0,225$ кг/(кВт.год)), потім по економічності іде одноколекторна імпульсна система ($g_e = 0,226$ кг/(кВт.год)), далі

система з ПІ ($g_e = 0,227$ кг/(кВт.год)), і найменш економічною є імпульсна система ГТН ($g_e = 0,229$ кг/(кВт.год)). При перехідному процесі за абсолютними значеннями часу розгону t та витратою палива на розгін B одноколекторна імпульсна випускна система при повному розгоні з режиму холостого ходу до режиму номінальної потужності є оптимальною. На рис. 4.13...4.16 наведено зміну основних параметрів дизеля ПДГ-1М з базовою двоколекторною імпульсною випускною системою за часом при повному розгоні у порівнянні відповідно з одноколекторною імпульсною, ізобарною та двоколекторною системами з ПІ. Практично відразу через 0,25...0,3 с однаково при всіх системах ГТН рейка паливного насоса сідає на упор, а циклова подача палива $B_{ц}$ стає максимальною. При цьому різко знижується коефіцієнт надлишку повітря α (на рис. 4.16 "Ас"), який на першій секунді стає навіть нижче від одиниці. Температура випускних газів T_T дуже зростає, що разом із ростом витрати газів сприяє, хоча і з запізненням, росту частоти обертання ротора турбокомпресора n_{TK} . Індикаторна потужність дизеля N_i при розгоні зростає, але на 2,5 с спостерігається затримання темпу її зростання, що є реакцією на падіння α . Потім, завдяки росту n_{TK} , підвищується тиск наддувного повітря p_s , α починає рости і N_i знову різко зростає. Це зростання більш інтенсивне для дизеля з імпульсною системою ГТН завдяки імпульсній дії сил тиску газів на лопатках турбіни і меншій дисипації енергії газів. При цьому потужність, яка витрачається на розгін $N_{уск}$, на перших семи секундах при імпульсній системі максимальна. Максимальною є і відносна витрата палива на розгін $B_{уск}$ [70]. У зв'язку з цим спостерігається більш інтенсивний ріст частоти обертання колінчастого вала дизеля n та ефективної потужності N_e у початковій стадії розгону. Потім при наближенні параметрів до номінальних значень за рахунок більшого ККД турбіни інші системи випуску виграють як за рівнем, так і за часом виходу на остаточні значення номінальних параметрів. І тільки одноколекторна імпульсна випускна система хоча і програє по інтенсивності двоколекторній імпульсній, але небагато й у кінці кінців за часом розгону випереджає останню. Система з ПІ практично за часом розгону мало відрізняється від базової. Ізобарна система дуже програє. Ці результати теоретично підтверджують експериментальні дослідження [69], які було проведено для дизеля 6Д70.

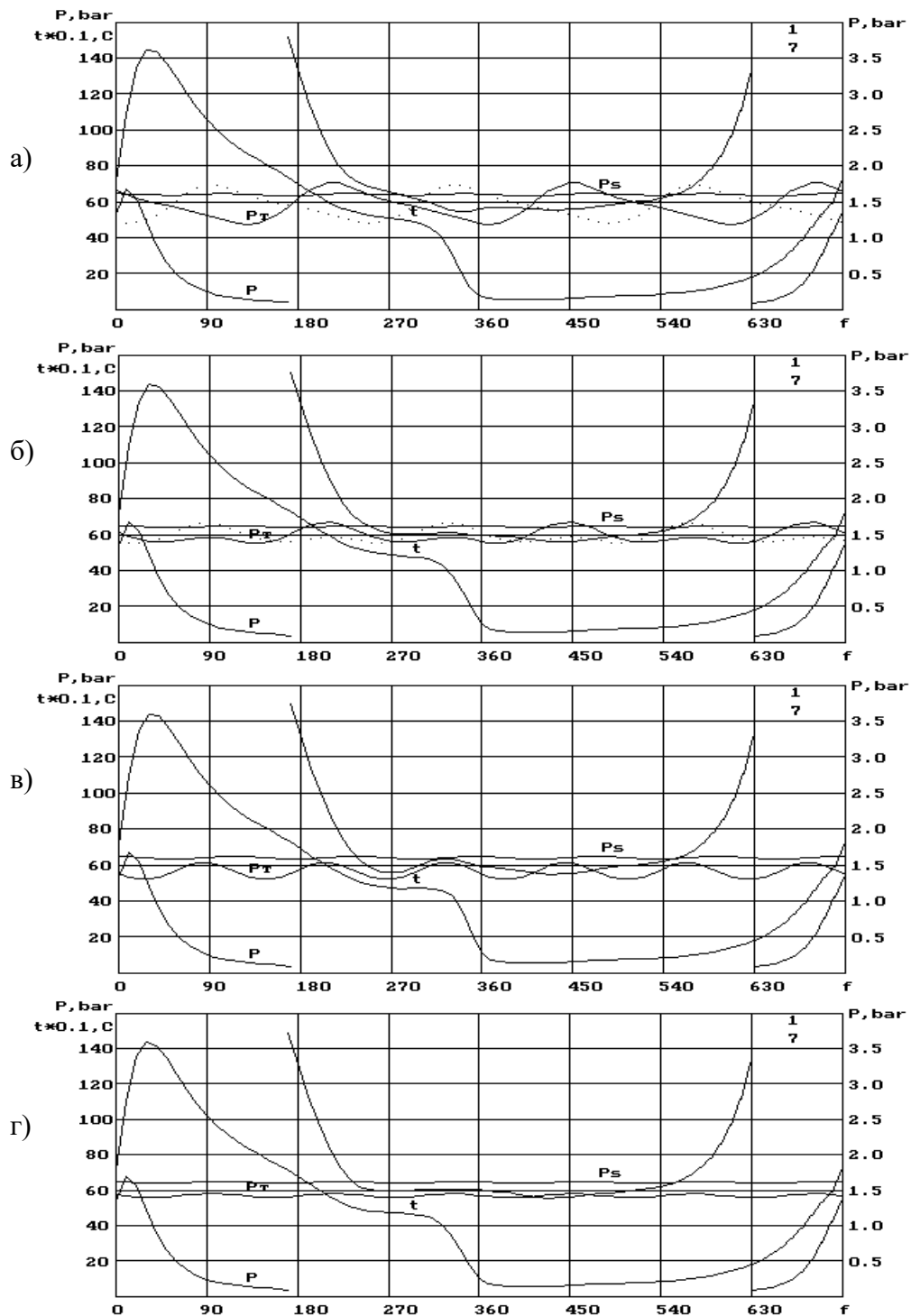


Рис. 4.12. Розгорнуті індикаторні діаграми за кутом обертання колінчастого вала у циліндрі дизеля ПДГ-1М p і t , у випускних колекторах p_m , у впускному ресивері p_s :
 а - двоколекторна імпульсна система; б - двоколекторна система з ПІ; в - одноколекторна імпульсна система; г - одноколекторна ізобарна система

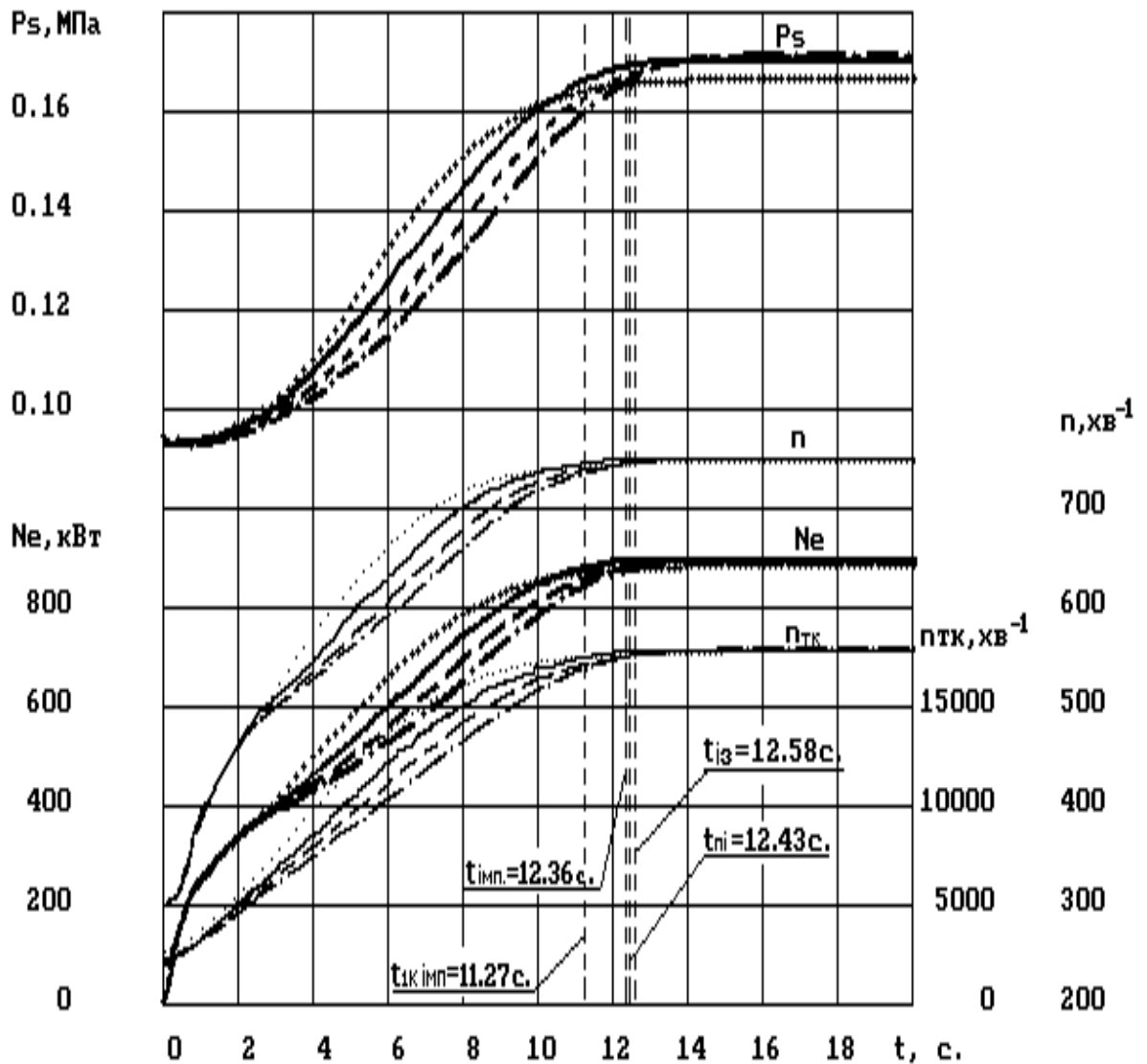


Рис. 4.13. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М з різними системами випуску при повному розгоні з режиму холостого ходу до номінальної потужності:

- - двоколекторна імпульсна випускна система;
- - одноколекторна імпульсна випускна система;
- - - - - двоколекторна випускна система з ПІ;
- · - · - одноколекторна ізобарна випускна система

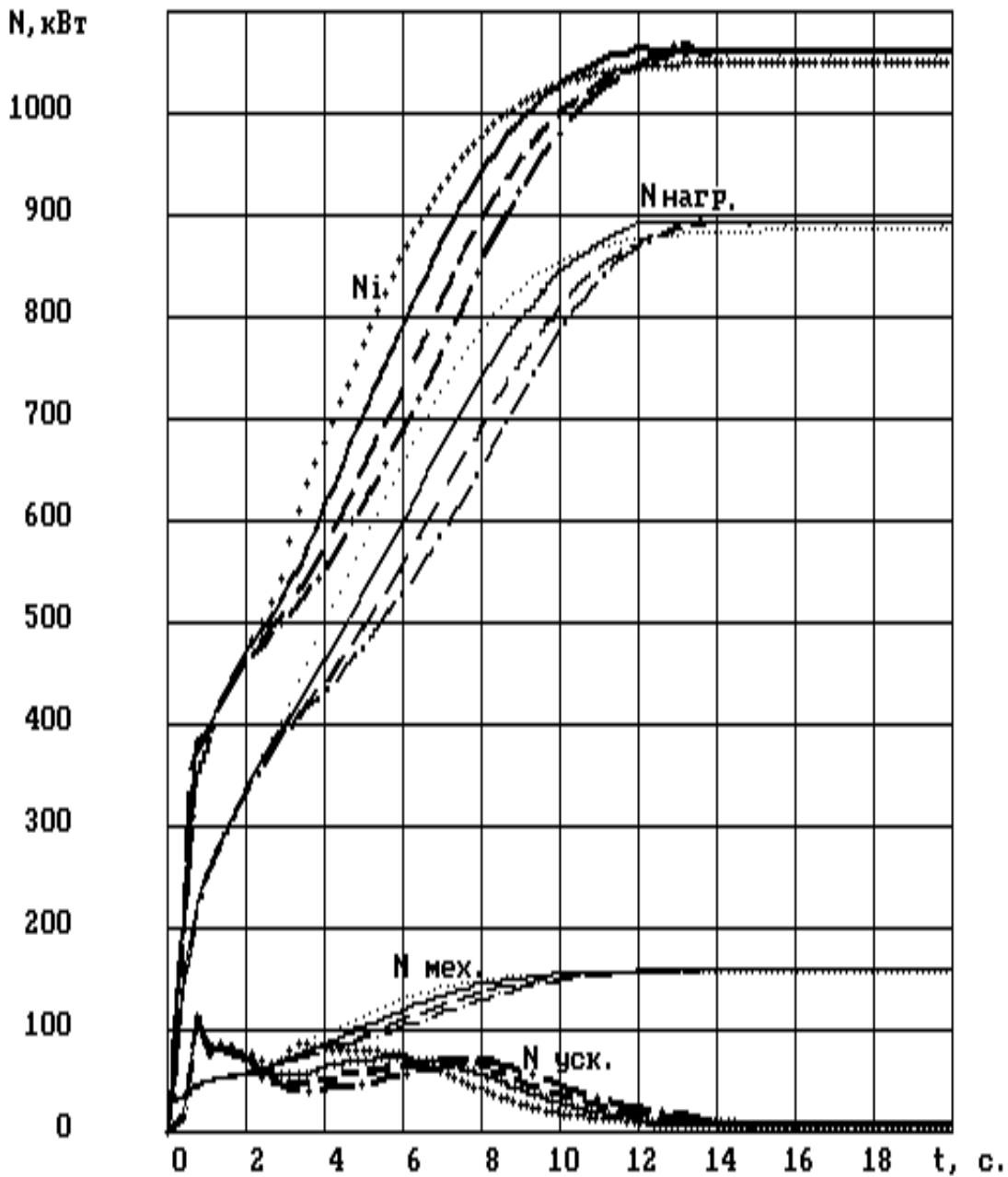


Рис. 4.14. Зміна потужностей дизеля ПДГ-1М з різними системами випуску при повному розгоні з режиму холостого ходу до режиму номінальної потужності:

- - двоколекторна імпульсна випускна система;
- - одноколекторна імпульсна випускна система;
- - - - - двоколекторна випускна система з ПІ;
- · - · - · - одноколекторна ізобарна випускна система

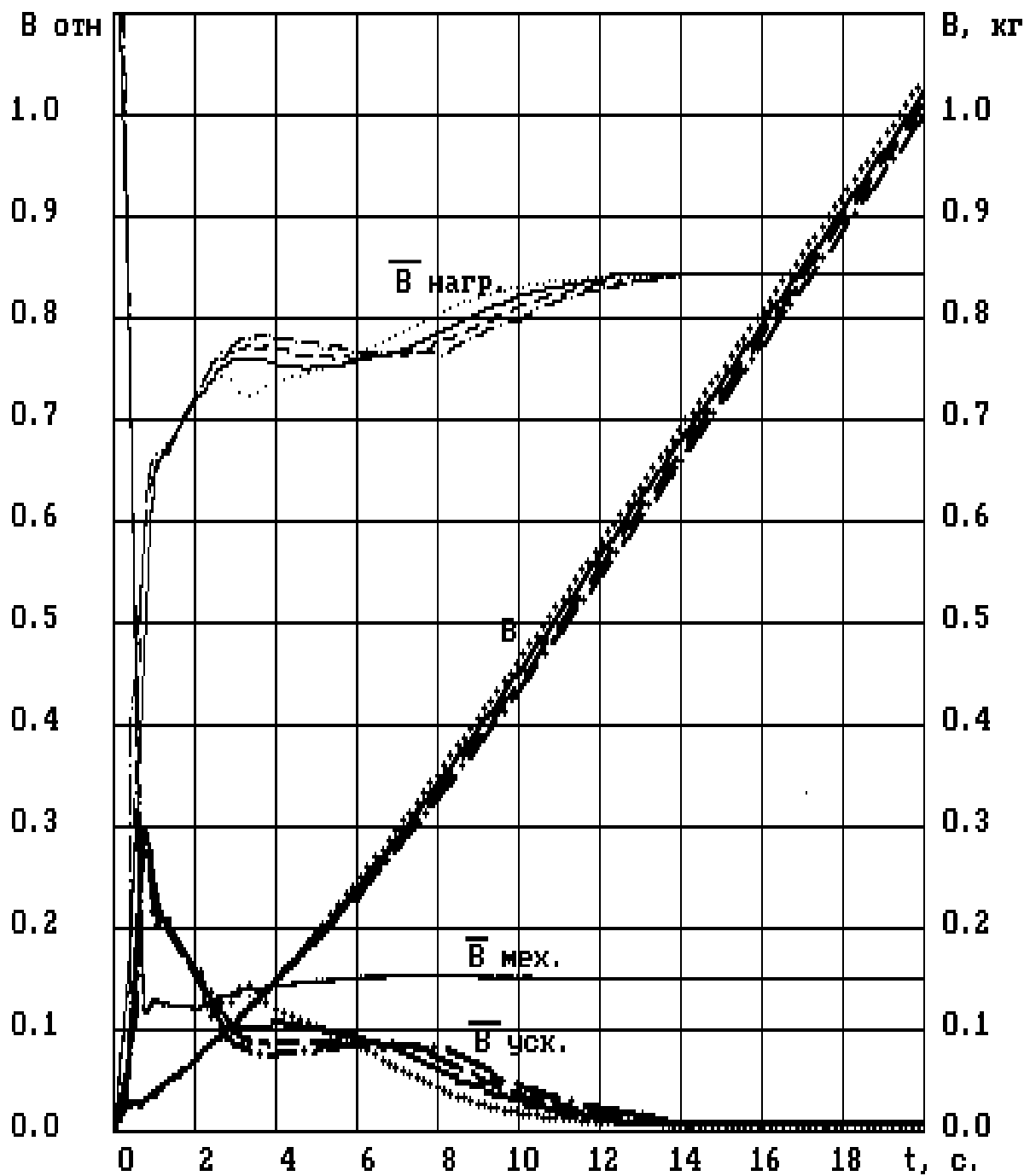


Рис. 4.15. Зміна відносних $B_{\text{нагр}}$, $B_{\text{мех}}$, $B_{\text{уск}}$ та абсолютної B витрат палива дизеля ПДГ-1М з різними системами випуску при повному розгоні з режиму холостого ходу до режиму номінальної потужності:

- - двоколекторна імпульсна випускна система;
- - одноколекторна імпульсна випускна система;
- - двоколекторна випускна система з ПІ;
- · - · - · - одноколекторна ізобарна випускна система

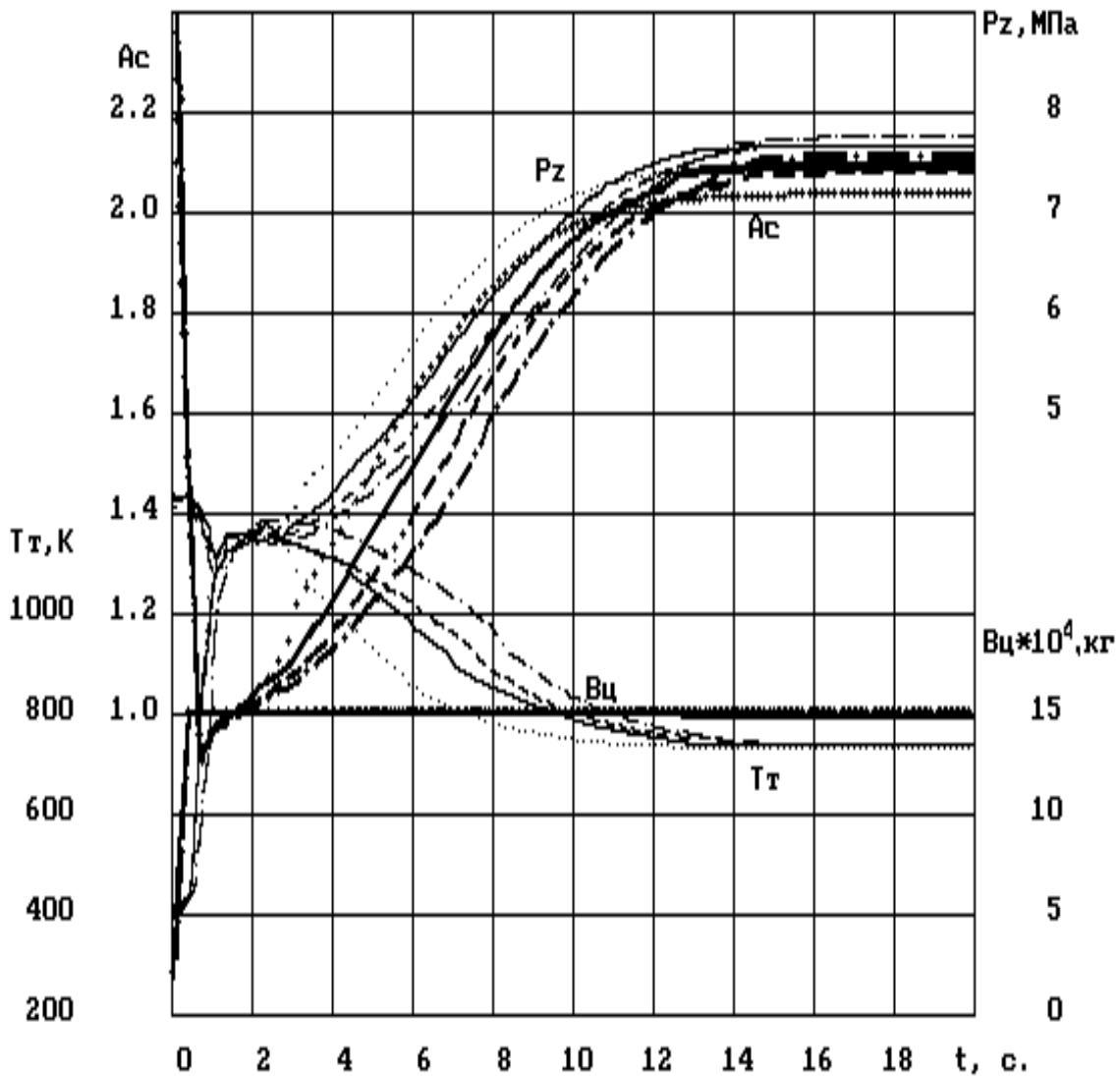


Рис. 4.16. Зміна максимального тиску P_z , коефіцієнта надлишку повітря α Ac у циліндрі, температури випускних газів T_t та циклової подачі палива V_c дизеля ПДГ-1М з різними системами випуску при повному розгоні з режиму холостого ходу до режиму номінальної потужності:

- - двоколекторна імпульсна випускна система;
- - одноколекторна імпульсна випускна система;
- - двоколекторна випускна система з ПІ;
- . - . - одноколекторна ізобарна випускна система

Наведені вище результати дослідження повних розгонів дизеля ПДГ-1М із різними системами випуску мають теоретичне значення. Але оскільки в експлуатації таких режимів повного розгону немає, то практичне значення цих результатів сумнівне. Тому були проведені дослідження роботи дизеля з різними

системами випуску в умовах, які більш наближені до експлуатаційних. Це робота дизеля у скороченому циклі штовхання та у повному експлуатаційному маневровому циклі. Результати розрахунку роботи дизеля ПДГ-1М з різними системами випуску у скороченому циклі штовхання наведені в табл. 4.4. Тут час циклу при всіх варіантах є однаковим, а ефективність визначає середньоексплуатаційна питома витрата палива за експлуатаційний цикл $g_{e\text{ сep.e}}$, яку можна знайти за формулою

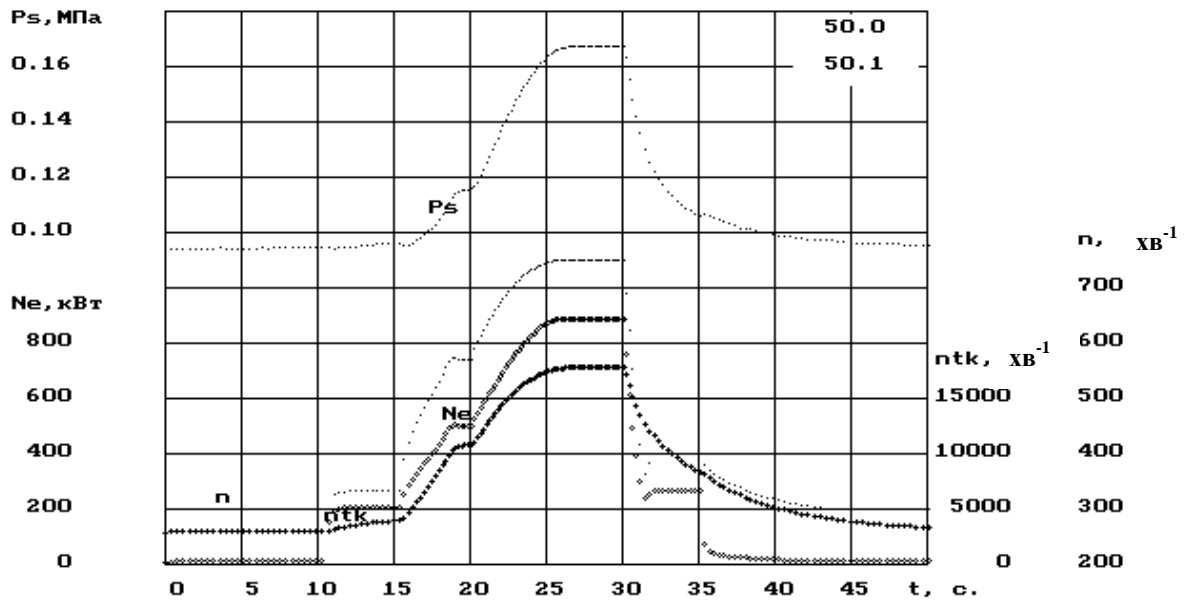
$$g_{e\text{ сep.e}} = 3600B / L_{\text{ген}} \quad (4.13)$$

Таблиця 4.4

Параметри роботи дизеля ПДГ-1М при різних типах випускних систем у циклі штовхання

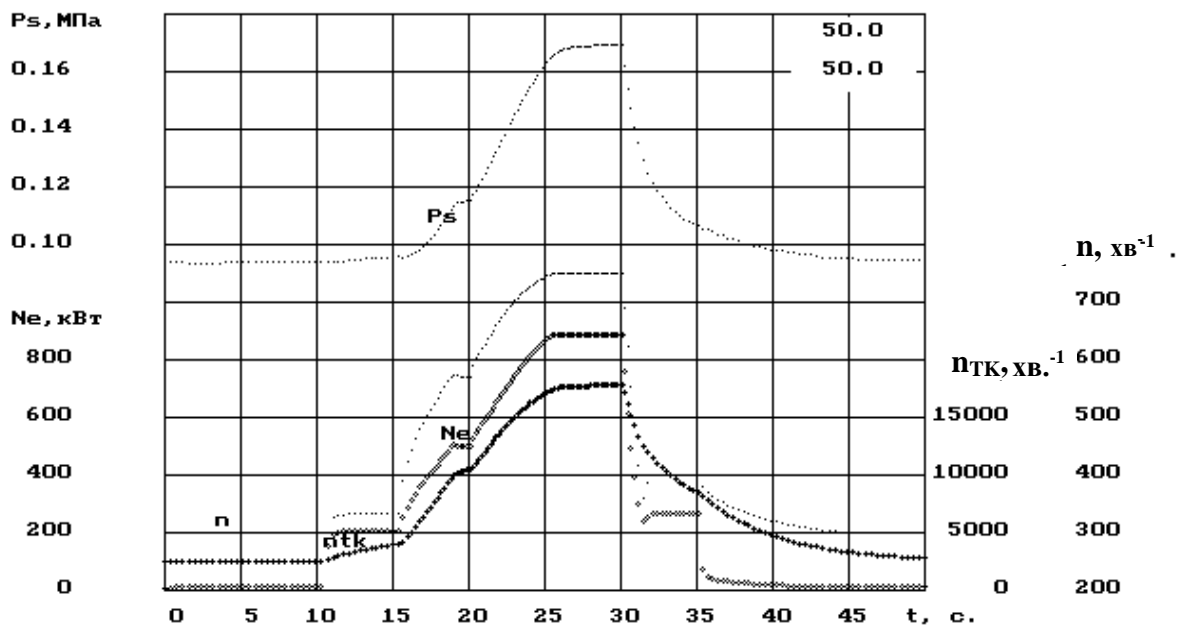
Найменування параметра	Тип випускної системи			
	Імпульсна двоколекторна	Двоколекторна з ПІ	Ізобарна одноколекторна	Імпульсна одноколекторна
1. Кількість палива, яке витрачене у циклі штовхання, В, кг	0,952	0,951	0,953	0,951
2. Корисна робота, яка вироблена у циклі штовхання на привід електричного генератора, $L_{\text{ген}}$, МДж	12,98	12,76	12,72	12,96
3. Питома ефективна витрата палива у циклі штовхання, $g_{e\text{ сep.e}}$, кг/(кВт.год)	0,264	0,268	0,270	0,264

Як бачимо, при роботі дизеля у циклі штовхання найбільша корисна робота $L_{\text{ген}}$ виконана при використанні двоколекторної імпульсної випускної системи і практично така ж робота виконана при використанні одноколекторної імпульсної випускної системи. Також однаковими для цих систем є й значення питомої ефективної середньоексплуатаційної витрати палива $g_{e\text{ сep.e}}$. Але ж за абсолютною кількістю витраченого палива перевагу слід віддати одноколекторній імпульсній випускній системі. На рис. 4.17...4.20 показано характер зміни вище означених параметрів у п'ятдесятисекундному циклі штовхання відповідно при використанні двоколекторної імпульсної системи випуску, одноколекторної імпульсної системи, одноколекторної ізобарної системи та двоколекторної системи з ПІ.



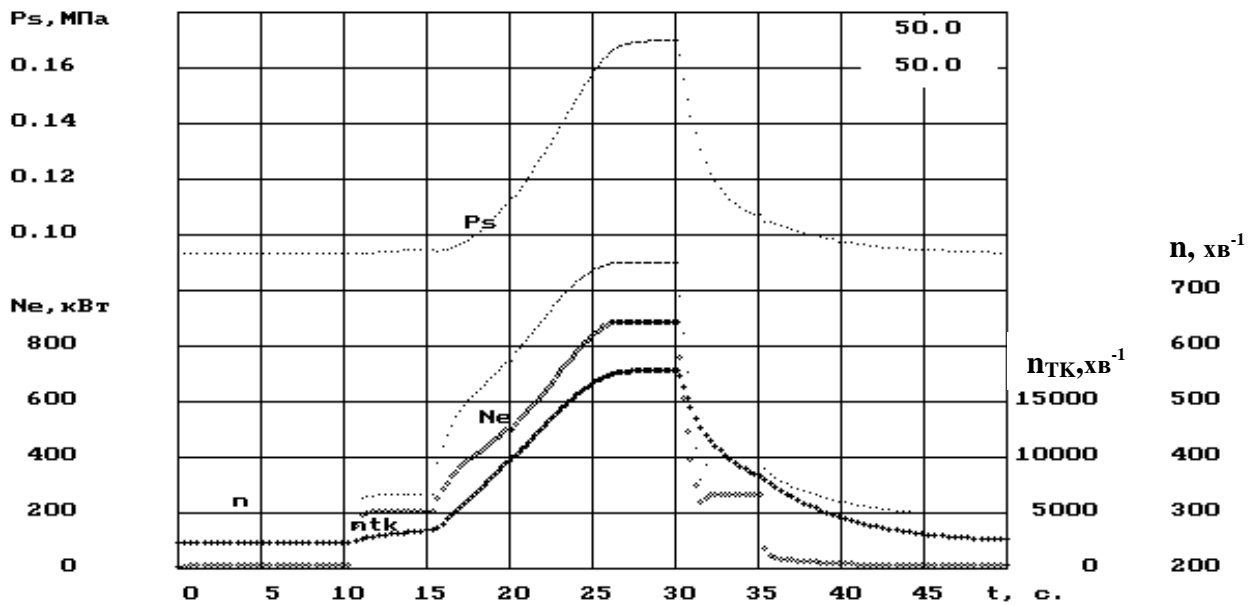
$\Sigma m_{вс} = 0.952$, кг $L_{ген} = 12.98175$, МДж
 g_e ср = 0.264, кг/кВтч $t_{п.п.} = 50.09$, с.

Рис. 4.17. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М з двоколекторною імпульсною системою випуску у п'ятдесятисекундному циклі ШТОВХАННЯ



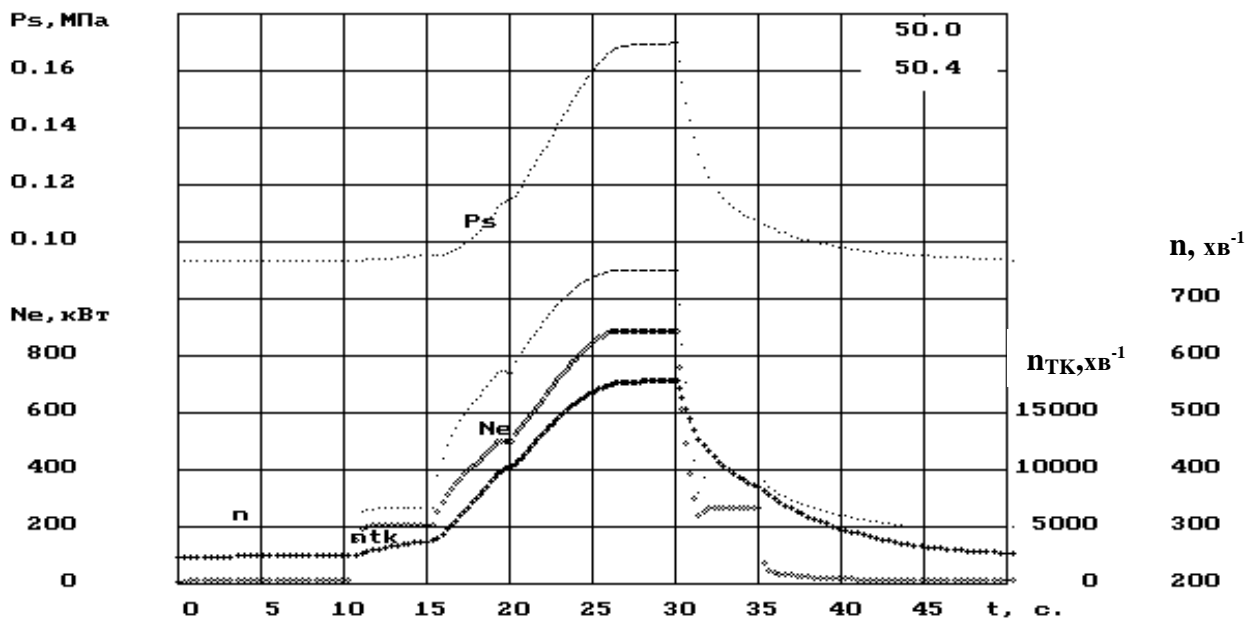
$\Sigma m_{вс} = 0.951$, кг $L_{ген} = 12.96433$, МДж
 g_e ср = 0.264, кг/кВтч $t_{п.п.} = 50.03$, с.

Рис. 4.18. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М з одноколекторною імпульсною системою випуску у п'ятдесятисекундному циклі ШТОВХАННЯ



SumBc= 0.953, кг L ген= 12.71987, МДж
 ge ср= 0.270, кг/кВтч t п.п= 50.04, с.

Рис. 4.19. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М з одноколекторною ізобарною системою випуску у п'ятдесятисекундному циклі штовхання



SumBc= 0.951, кг L ген= 12.76363, МДж
 ge ср= 0.268, кг/кВтч t п.п= 50.38, с.

Рис.4.20. Зміна параметрів дизеля ПДГ-1М з двоколекторною системою випуску з ПІ у п'ятдесятисекундному циклі штовхання

Аналізуючи наведені на рис. 4.17...4.20 результати можна зробити висновок про те, що у перших двох випадках (рис. 4.17, 4.18) з імпульсними системами випуску на сталих режимах дизель працює більший час. Тому тут особливо на п'ятій позиції контролера машиніста спостерігаються чіткі “полиці” сталого режиму. З двоколекторною випускною системою з ПІ (рис. 4.20) ці “полиці” змазані, що говорить про те, що сталий режим тут занадто короткий. І, нарешті, при роботі дизеля з ізобарною випускною системою (рис. 4.19) узагалі дизель на п'ятій позиції не встигає за п'ять секунд виходити на сталий режим (ніяких “полиць” тут немає).

Дослідження роботи дизеля ПДГ-1М з різними системами випуску в умовному одинадцятихвилинному повному розрахунковому циклі, який моделює повний маневровий експлуатаційний цикл (рис. 3.14), також підтвердило ті ж результати, що й у циклі штовхання. Як видно з табл. 4.5, питома середньоексплуатаційна витрата палива тут також найменша в імпульсних систем випуску. При цьому абсолютна витрата палива є найменшою у випадку використання одноколекторної імпульсної системи при максимальній виконаній корисній роботі $L_{ген}$.

У результаті проведеного дослідження можна зробити висновок, що при повному розгоні дизеля менший час розгону відповідає одноколекторній імпульсній системі випуску. При роботі у циклі штовхання та в умовному повному експлуатаційному маневровому циклах практично однаково ефективні імпульсні дво- та одноколекторні системи випуску з малопомітною перевагою останньої.

Таблиця 4.5

Параметри роботи дизеля ПДГ-1М при різних типах випускних систем у повному маневровому експлуатаційному циклі

Найменування параметра	Тип випускної системи			
	Імпульс-на двоколекторна	Двоколекторна з ПІ	Ізобарна одноколекторна	Імпульс-на одноколекторна
1	2	3	4	5
1. Кількість палива, яке витрачене на цикл, В, кг	5,948	5,961	5,972	5,944

Продовження табл. 4.5

1	2	3	4	5
2. Вироблена за цикл індикаторна робота дизеля L_i , МДж	100,52	100,42	100,405	100,568
3. Механічна робота дизеля, яка витрачена за час циклу, $L_{\text{мех}}$, МДж	26,12	26,11	26,105	26,125
4. Робота, яка витрачена за цикл на розгін рухомих частин дизеля, $L_{\text{роз}}$, МДж	0,142	0,1344	0,133	0,1503
5. Корисна робота, яка витрачена на привід електричного генератора за час циклу, $L_{\text{ген}}$, МДж	74,255	74,174	74,167	74,293
6. Питома середньоексплуатаційна ефективна витрата палива при повному циклі $g_{\text{ср.е.}}$, кг/(кВт.год)	0,288	0,289	0,290	0,288

4.2.3. Вплив на економічність перехідних процесів фази відкриття випускних клапанів

Важливим показником, який впливає на перехідний процес дизеля з ГТН, є частота обертів ротора турбокомпресора n_{TK} . Чим швидше розганяється ротор ТК, тим швидше дизель вийде на потрібний режим роботи. Із усіх фаз газорозподілу саме фаза відкриття випускних клапанів φ_e суттєво впливає на n_{TK} . Чим раніше відкриваються випускні клапани, тим більшою є амплітуда коливання тиску і більший імпульс енергії випускних газів діє на колесо турбіни та прискорює частоту обертання її ротора. Такі висновки встановлені при дослідженні сталих режимів роботи дизелів. Мабуть завдяки цьому об'єкт дослідження дизель ПДГ-1М, який використовується як силова установка маневрового тепловоза ТЕМ-2, має достатньо ранню фазу відкриття випускних клапанів, яка дорівнює $\varphi_e=114^\circ$ обертання колінчастого вала (п.к.в.). Вплив фази відкриття випускних клапанів на ефективність перехідних процесів було

досліджено як при повному одиночному розгоні дизеля, так і в експлуатаційних циклах. Як і раніше було досліджено роботу дизеля при повному розгоні, циклі штовхання та за час умовного одинадцятихвилинного повного експлуатаційного циклу.

Перехідний процес при повному одиночному розгоні дизеля розглядався за час переключення з нульової позиції контролера машиніста ($N_e = 9,5$ кВт) на восьму, яка відповідає номінальній потужності ($N_{e \text{ ном}} = 883$ кВт). Площа прохідного перерізу соплового апарата турбіни при дослідженнях складала $F_{ca} = 110 \text{ см}^2$ ($2 \times 55 \text{ см}^2$). Значення фази відкриття випускних клапанів змінювалось у діапазоні $\varphi_e = 100 \dots 150^\circ$ п.к.в. Оптимальним з точки зору найменших значень витрати палива, витраченої на розгін роботи, та часу розгону виявилось значення $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в. Результати розрахунку цього перехідного процесу із фазою відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в. наведено на рис. 4.21, 4.22 у вигляді графіків зміни деяких параметрів за часом розгону. На рис. 4.21,а показані графіки зміни за часом розгону частот обертів дизеля n та ротора ТК n_{TK} , тиску наддувного повітря p_s , ефективної потужності дизеля N_e . На рис. 4.21,б наведені графіки зміни за часом розгону складових потужностей. Тут $N_{м.о.}$ – потужність механічного опору, $N_{роз.}$ – потужність, яка витрачається на розгін дизеля, $N_{нав}$ – потужність зовнішнього навантаження. На рис. 4.22,а наведені графіки зміни за часом розгону підсумкової витрати палива B , а також відносні витрати палива на досягнення означених вище потужностей. І, нарешті, на рис. 4.22,б показані графіки зміни циклової подачі палива $B_{ц.}$, максимального тиску згоряння p_z , коефіцієнта надлишку повітря A_c та температури газів перед турбіною T_T . Повний час розгону τ розглядався до моменту, коли N_e досягає значення $0,99N_{e \text{ ном}}$. У даному випадку цей час склав величину $\tau = 11,42$ с (див. вертикальну пунктирну пряму на рис. 4.21,а). При цьому підсумкова витрата палива склала $B_{\Sigma} = 0,534$ кг (див. рис. 4.22,а). Робота, яка була витрачена на розгін, дорівнює $L_{ген} = 6,643$ МДж.

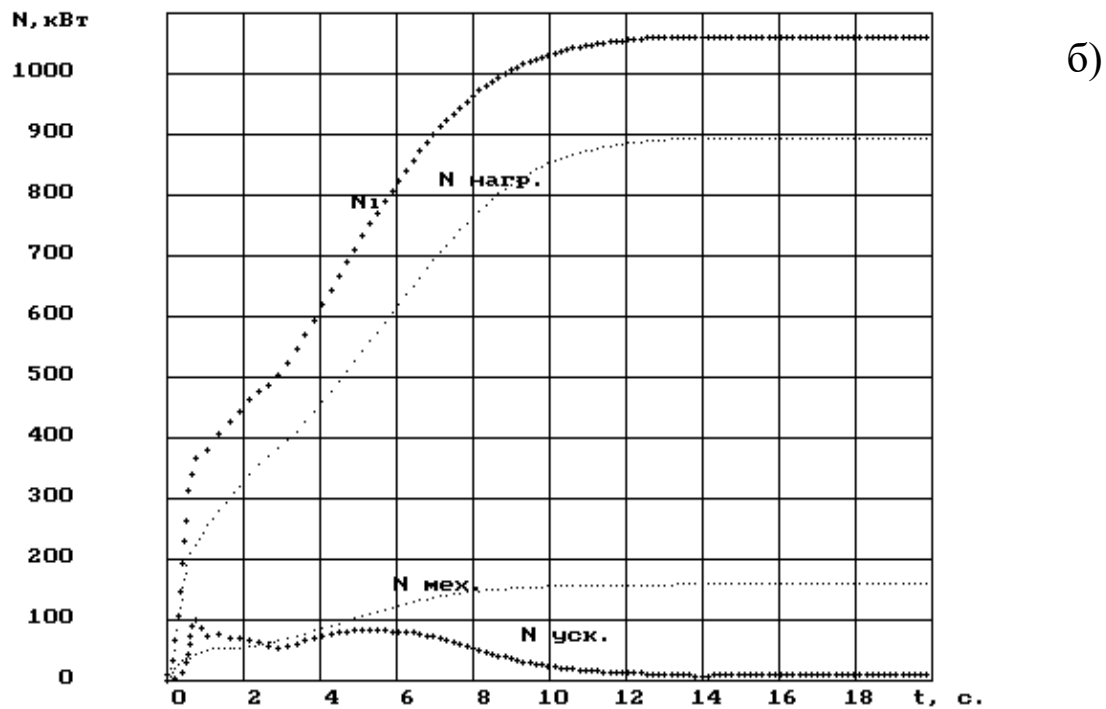
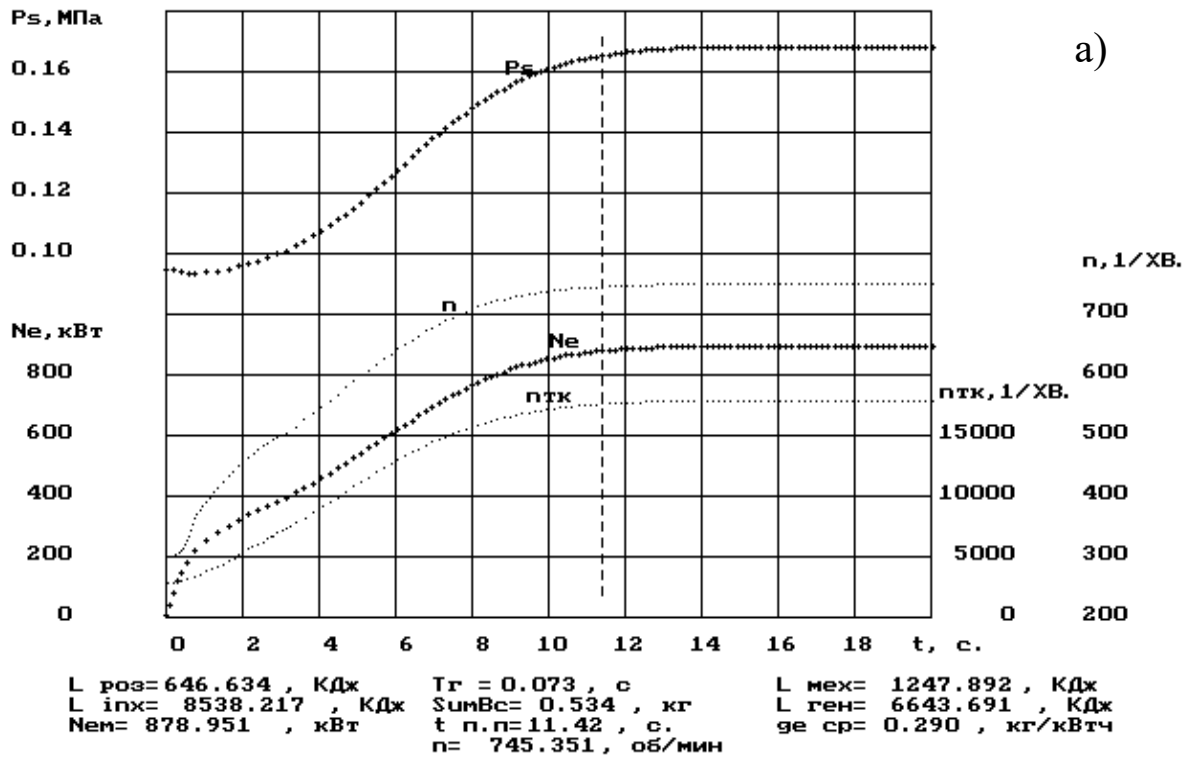


Рис. 4.21. Графіки зміни деяких параметрів дизеля ПДГ-1М за час розгону при перехідному процесі з нульової на восьму позицію контролера машиніста при оптимальній фазі відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в.

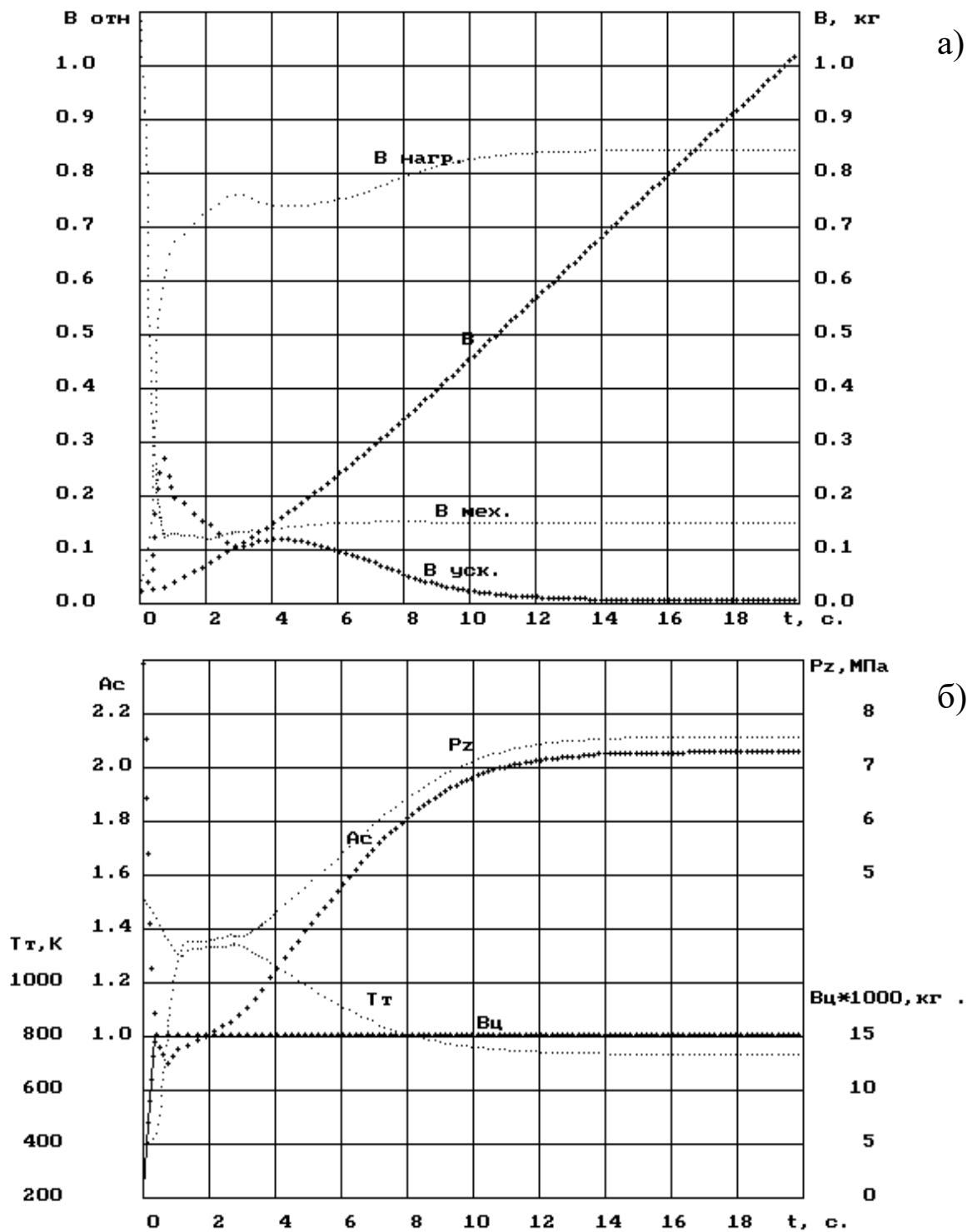


Рис. 4.22. Графіки зміни деяких параметрів дизеля ПДГ-1М за час розгону при перехідному процесі з нульової на восьму позицію контролера машиніста при оптимальній фазі відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в.

На рис. 4.23 наведені результати дослідження впливу значення фази відкриття випускних клапанів φ_e на час повного розгону та інші якісні показники перехідного процесу. Тут показана змінність у функції фази відкриття випускних клапанів таких параметрів, як робота, яка була витрачена на розгін $L_{ген}$, час розгону τ , підсумкова витрата палива на розгін B та питома ефективна витрата палива g_e .

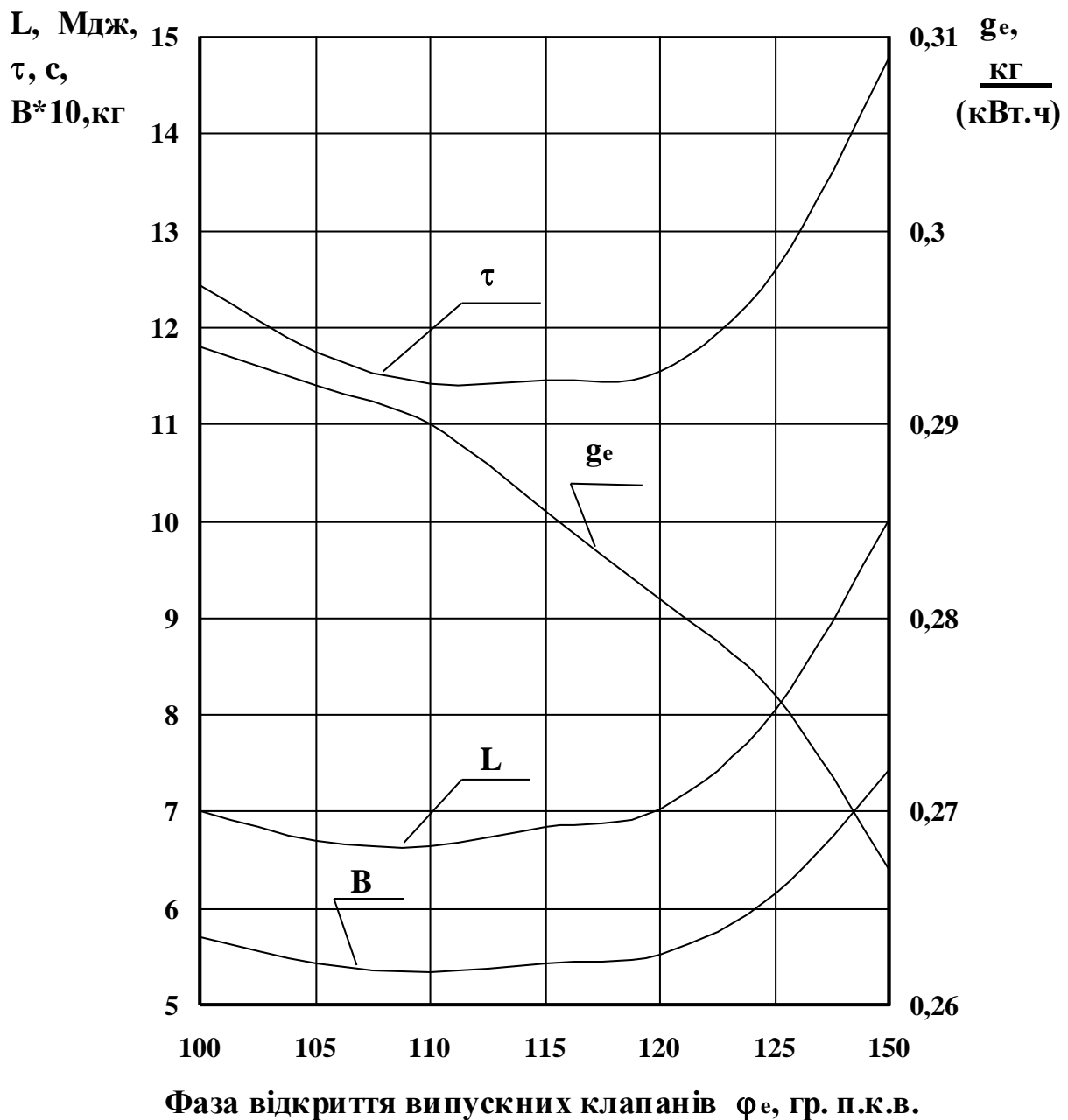


Рис. 4.23. Графіки залежності деяких показників перехідного процесу дизеля ПДГ-1М від значення фази відкриття випускних клапанів при повному розгоні з нульової на восьму позицію контролера машиніста

Найкоротше ($\tau = 11,42$ с) перехідний процес триває при значенні фази відкриття випускних клапанів $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в. При цьому спостерігається й найменша підсумкова витрата палива ($B = 0,534$ кг). Із зменшенням $\varphi_e < 110^\circ$ п.к.в. дещо збільшуються час розгону τ , робота, яка витрачається на розгін, $L_{ген}$ та витрата палива B . З ростом $\varphi_e > 120^\circ$ п.к.в. τ різко збільшується ($\tau = 12,59$ с при $\varphi_e = 125^\circ$ п.к.в.). Причому збільшення роботи випереджає збільшення витрати палива, тому питома витрата палива g_e знижується. У даному випадку значення g_e не може бути оцінним параметром тому, що при найшвидшому розгоні дизелем виконується найменша робота. Для аналізу залежності перехідного процесу від фази відкриття випускних клапанів на рис. 4.24, 4.25 наведені графіки зміни деяких показників дизеля ПДГ-1М за час розгону при переході з першої на восьму позицію контролера машиніста при більш ранній фазі $\varphi_e = 100^\circ$ п.к.в. (суцільні криві лінії), при оптимальній фазі $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в. (штрихпунктирні криві лінії) та при пізній фазі $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в. (криві виконані точками). На рис. 4.24,а видно, що до часу 9 с при $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в. більш інтенсивно ростуть частоти обертів дизеля n та турбокомпресора $n_{ТК}$, ефективна потужність N_e та тиск наддувного повітря p_s . Це перш за все відбувається завдяки більшій під час розгону індикаторній потужності N_i (див. рис. 4.24,б), яка збільшується за рахунок пізнього відкриття випускних клапанів. Але після дев'ятої секунди при $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в. наприкінці розгону індикаторна потужність тут стає більшою, ніж при $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в., що можна пояснити дещо більшими температурами продуктів згоряння (див. криві T_T рис. 4.25,б). Тут же видно, що при $\varphi_e = 100^\circ$ п.к.в. розгінні значення максимального тиску та коефіцієнта надлишку повітря значно нижчі, ніж при $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в., що є прямим наслідком зниження тиску наддувного повітря p_s . Останнє сталося завдяки зниженню частоти обертання ротора ТК, що у свою чергу можна пояснити при аналізі впливу зсуву імпульсів тиску у випускних колекторах під час періоду продування циліндра. Цей аналіз було проведено на номінальному режимі роботи дизеля, де більша амплітуда коливання тиску дозволяє робити більш точні висновки.

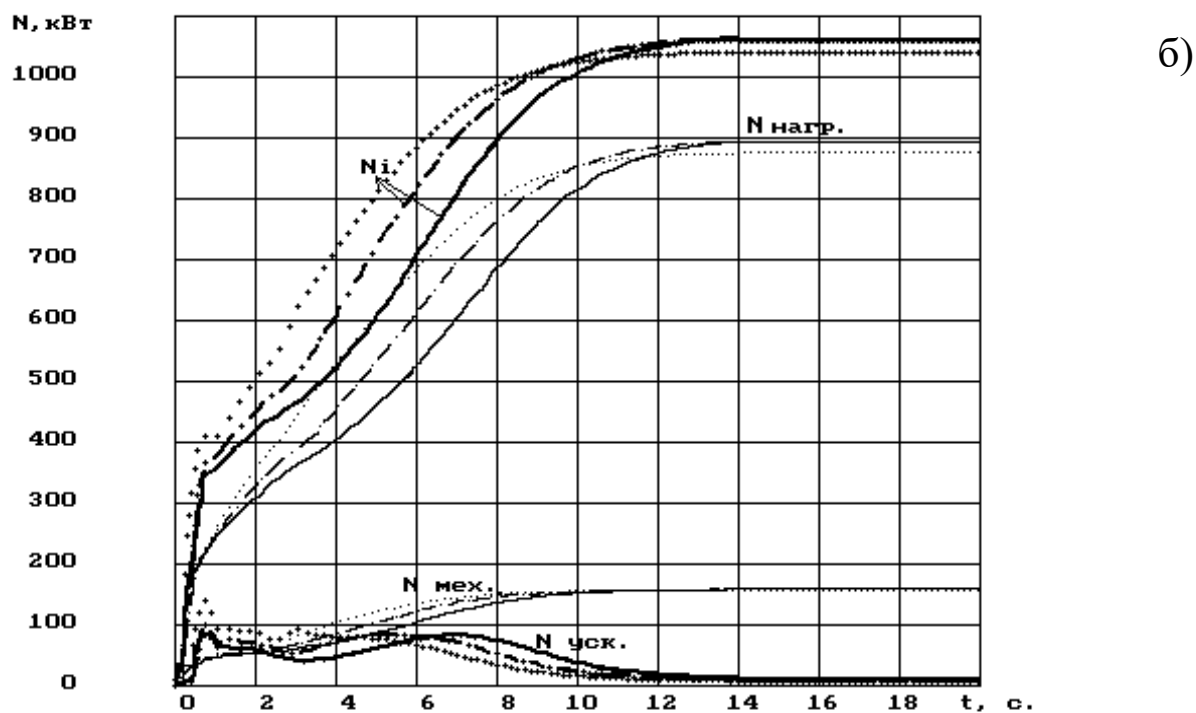
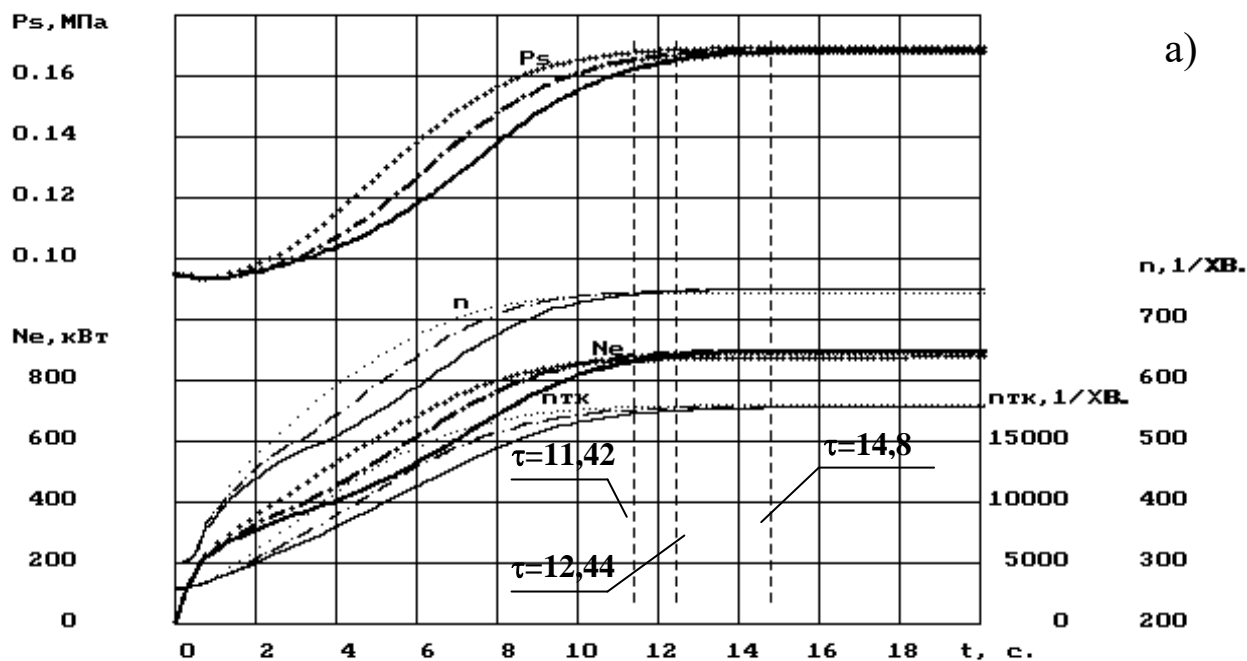


Рис. 4.24. Графіки зміни деяких параметрів дизеля ПДГ-1М за час розгону при перехідному процесі з нульової на восьму позицію контролера машиніста

- - $\varphi_e = 100^\circ$ п.к.в.
- . - . - $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в.
- - $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в.

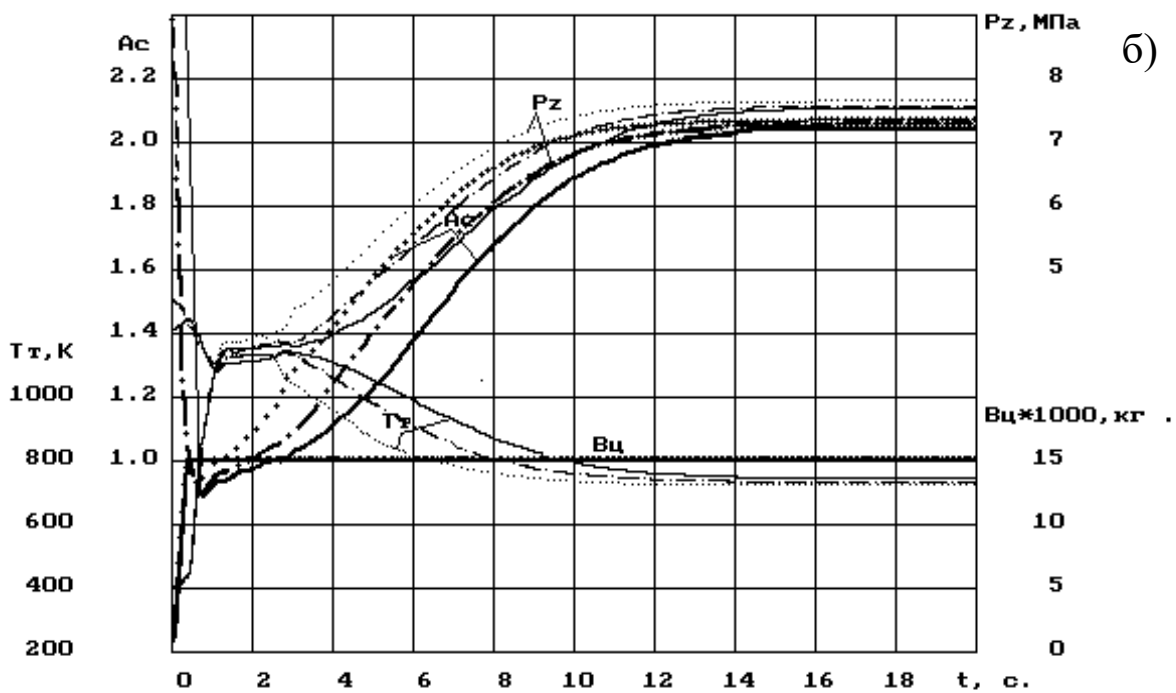
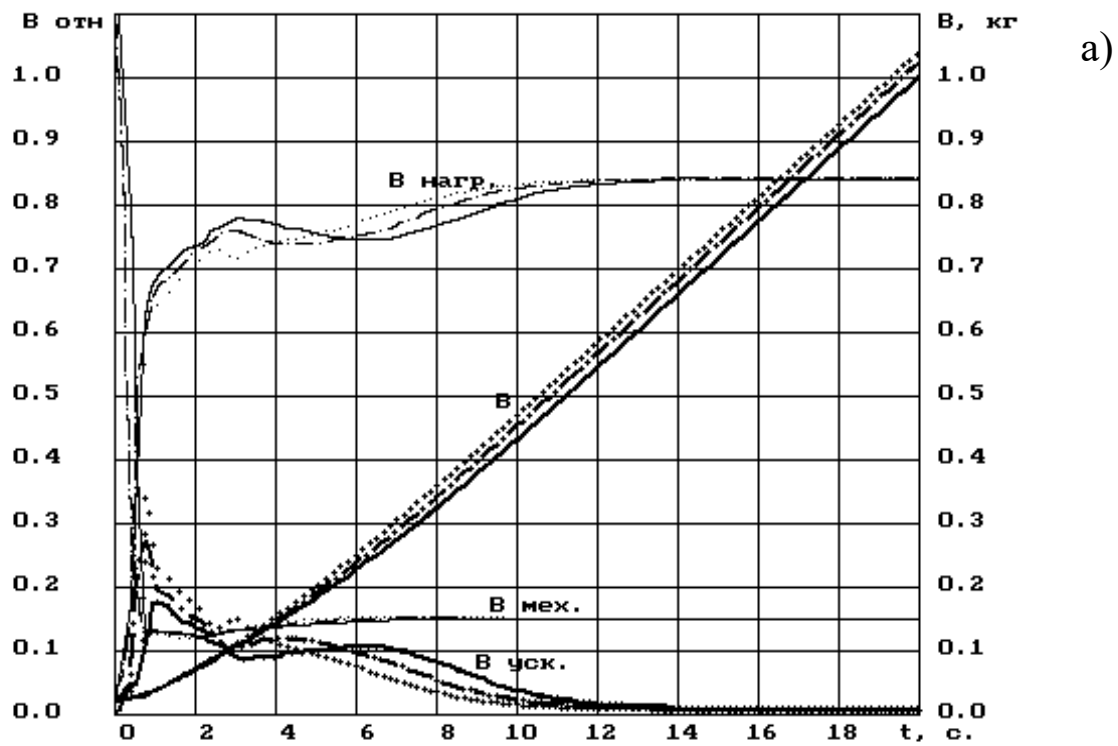


Рис. 4.25. Графіки зміни деяких параметрів дизеля ПДГ-1М за час розгону при перехідному процесі з нульової на восьму позицію контролера машиніста

- $\varphi_e = 100^\circ$ п.к.в.
- - - $\varphi_e = 110^\circ$ п.к.в.
- $\varphi_e = 130^\circ$ п.к.в.

Ця картина наведена на рис. 4.26, де пунктирними кривими позначені коливання тиску та температури у першому за порядком роботи циліндрі та тиску у першому випускному колекторі при ранній фазі випуску ($\varphi_e=100^\circ$ п.к.в.), а суцільними кривими – при більш пізній фазі ($\varphi_e=120^\circ$ п.к.в.). Тиск у другому випускному колекторі позначено точками. Вертикальними товстими прямими тут також показано інтервал перекриття клапанів від $\varphi_d=286^\circ$ п.к.в. до $\varphi_e=434^\circ$ п.к.в. При ранній фазі φ_e наприкінці перекриття клапанів імпульс від сусіднього циліндра заважає процесу продування циліндра, що збільшує коефіцієнт залишкових газів та зменшує витрату повітря через дизель. Останнє впливає на частоту обертання ротора ТК. При більш пізніх фазах відкриття випускних клапанів, ніж $\varphi_e=125^\circ$ п.к.в. дещо порушується продування циліндра на початку перекриття клапанів, але це не дуже впливає на процес розгону дизеля.

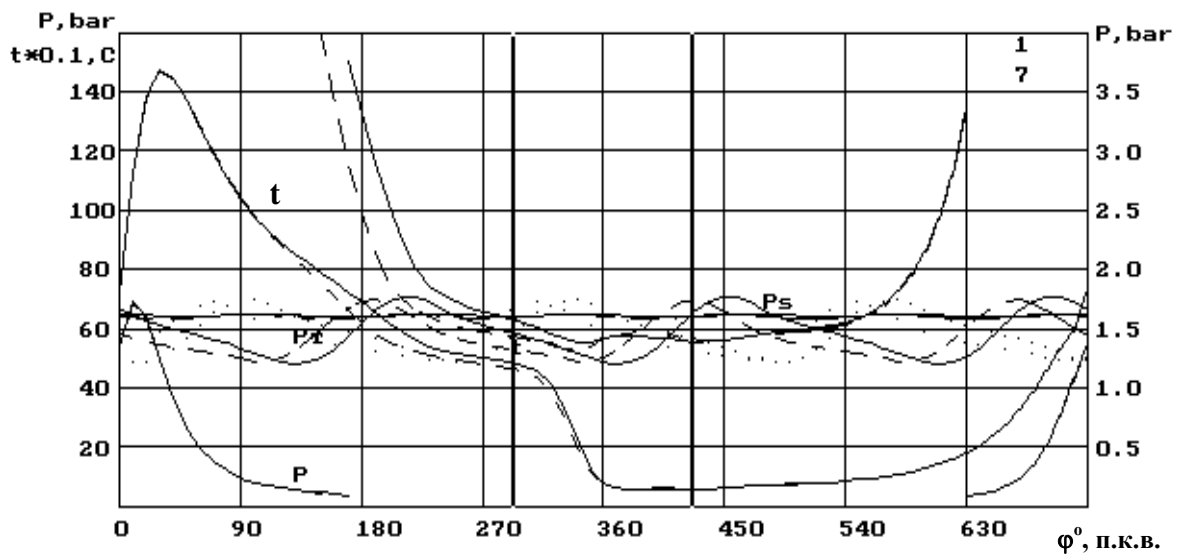


Рис. 4.26. Зміна температури та тиску у першому за порядком роботи циліндрі дизеля ПДГ-1М та тиску газів у його випускних колекторах на номінальному режимі роботи дизеля.

----- $\varphi_e = 100^\circ$ п.к.в.; _____ $\varphi_e = 120^\circ$ п.к.в.;

..... у другому випускному колекторі

Як вже було сказано вище, при повному одиночному розгоні значення g_e не може бути оцінним параметром його ефективності тому, що при найшвидшому розгоні дизелем виконується найменша робота. Взагалі повний одиночний розгін не може влучно моделювати вплив перехідних процесів на роботу дизеля в експлуатації, де однозначно поставлено задачу виконання конкретної роботи. Таке моделювання адекватно при розгляданні будь-якого експлуатаційного циклу. Вище було встановлено два типи циклів: штовхання та умовно повний одинадцятихвилинний експлуатаційний цикл. Результати оптимізації фази відкриття випускних клапанів у циклі штовхання наведені на рис. 4.27. У п'ятдесятисекундному циклі штовхання оптимальною по мінімуму питомої витрати палива g_e виявилася фаза відкриття випускних клапанів $\varphi_e=125^\circ$ п.к.в.. При цьому $g_e = 0,2625$ кг/(кВт.год), корисна робота, яку виконав дизель за час циклу, максимальна і дорівнює $L_{ген} = 13,08$ МДж. Мінімальна витрата палива при цьому припадає на значення $\varphi_e=120^\circ$ п.к.в. і складає $B = 0,949$ кг за 50 с.

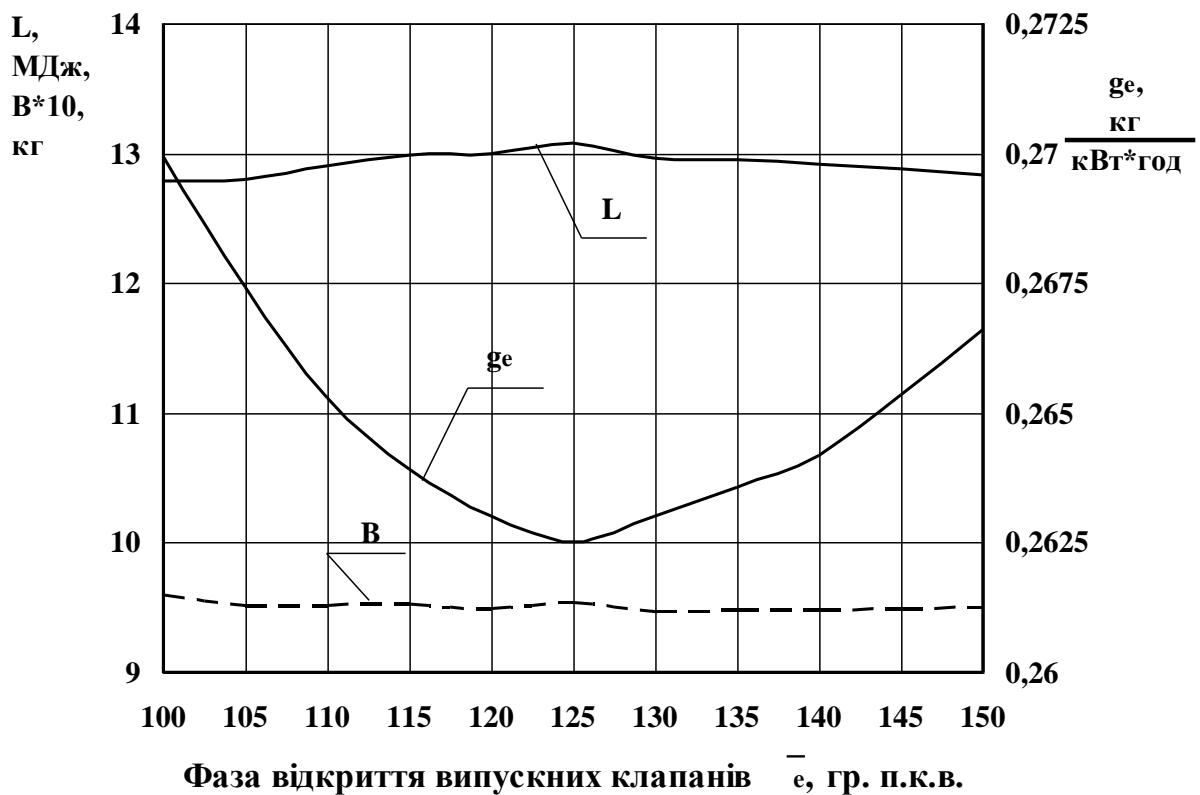


Рис. 4.27. Вплив фази відкриття випускних клапанів на ефективність роботи дизеля ПДГ-1М у п'ятдесятисекундному циклі штовхання

На рис. 4.28 показані графіки зміни ефективної потужності та частот обертання колінчастого вала та ротора турбокомпресора за час скороченого циклу штовхання при різних значеннях фази відкриття випускних клапанів. Тут можна спостерігати, що при ранній фазі відкриття випускних клапанів $\varphi_e=100^\circ$ п.к.в. (рис. 4.28,а) при переході з третьої на шосту позицію контролера машиніста зовсім відсутня “полиця” витримки дизеля на шостій позиції. Дизель не встигає за відведені на цю позицію п'ять секунд досягнути відповідних обертів та потужності, як вже іде команда на наступний перехід на восьму позицію контролера. При більш пізніх фазах (рис. 4.28,б та 4.28,в) ці “полиці” спостерігаються. Навпаки, восьма позиція контролера при ранній фазі досягається швидше, ніж при пізніх, на яких вихід на номінальну позицію затягнутий за часом. Цьому сприяє відсутність витримки на шостій позиції контролера машиніста. Ці протиріччя й викликають оптимальність середнього значення в інтервалі, що розглядався, фази відкриття випускних клапанів $\varphi_e=125^\circ$ п.к.в.

І, нарешті, на третьому етапі було проведено дослідження впливу фази відкриття випускних клапанів на ефективність роботи дизеля ПДГ-1М в умовному повному експлуатаційному циклі. Результати цього дослідження наведені на рис. 4.29.

У цьому експлуатаційному циклі найбільш ефективною є більш пізня фаза відкриття випускних клапанів $\varphi_e=135^\circ$ п.к.в. При цьому питома ефективна витрата палива складає $g_e = 0,2864$ кг/(кВт.год).

Результати проведеного дослідження дозволяють зробити висновок про суттєвий вплив фази відкриття випускних клапанів на час розгону та витрату палива на розгін. При цьому отримано зовсім різні значення оптимальної фази відкриття випускних клапанів в залежності від виду роботи в експлуатації. Так, повний одиночний розгін дає значення $\varphi_{e\text{ опт}}=110^\circ$ п.к.в., при циклі штовхання - $\varphi_{e\text{ опт}}=125^\circ$ п.к.в. й, нарешті, при умовному повному експлуатаційному циклі - $\varphi_{e\text{ опт}}=135^\circ$ п.к.в. Аналізуючи наведені результати можна рекомендувати $\varphi_e=130^\circ$ п.к.в.

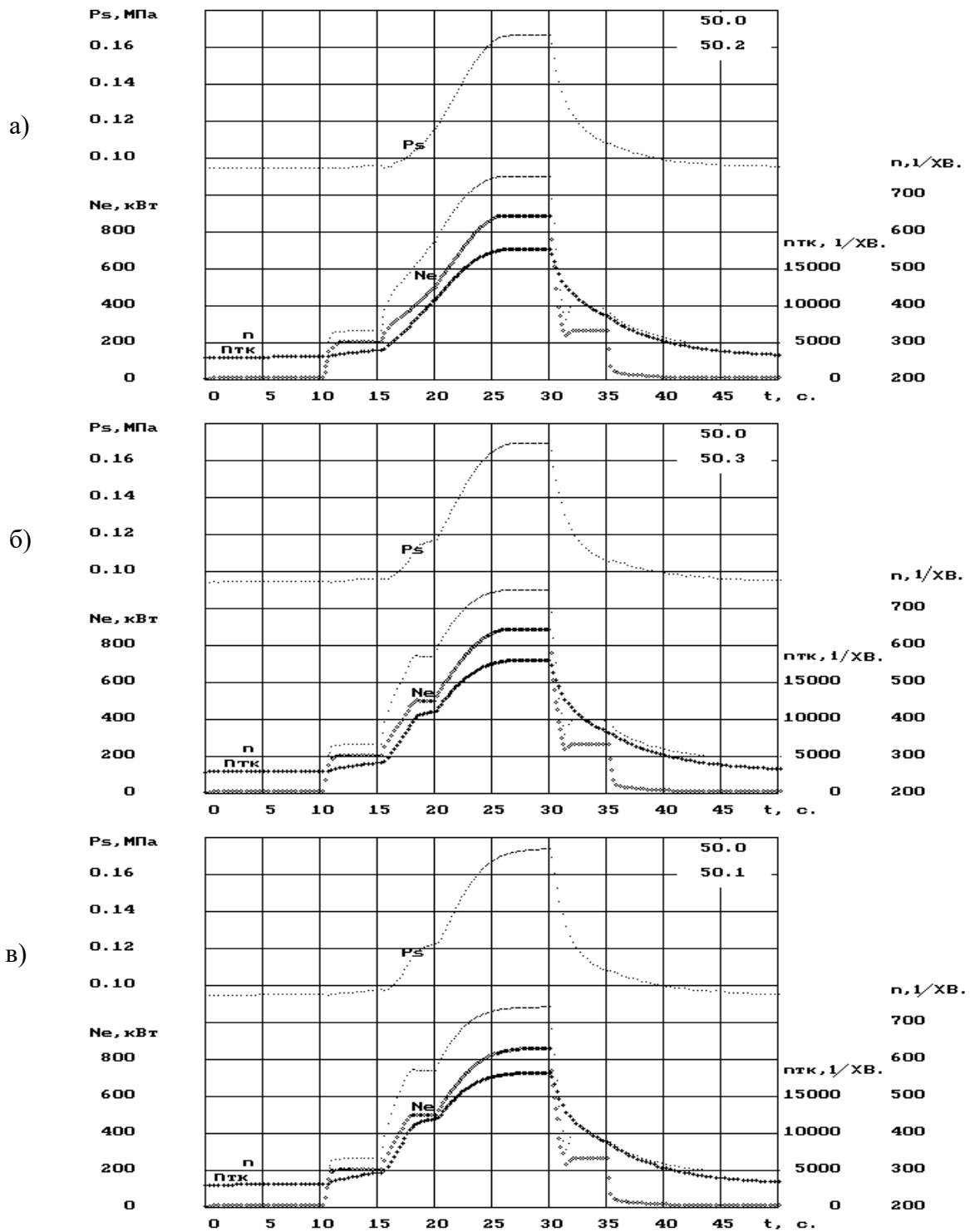


Рис. 4.28. Зміна ефективної потужності N_e , частот обертання колінчастого вала n та ротора турбокомпресора n_{TK} дизеля ПДГ-1М за час скороченого циклу штовхання: а - $\varphi_e=100^\circ$ п.к.в.; б - $\varphi_e=125^\circ$ п.к.в.; в - $\varphi_e=150^\circ$ п.к.в.

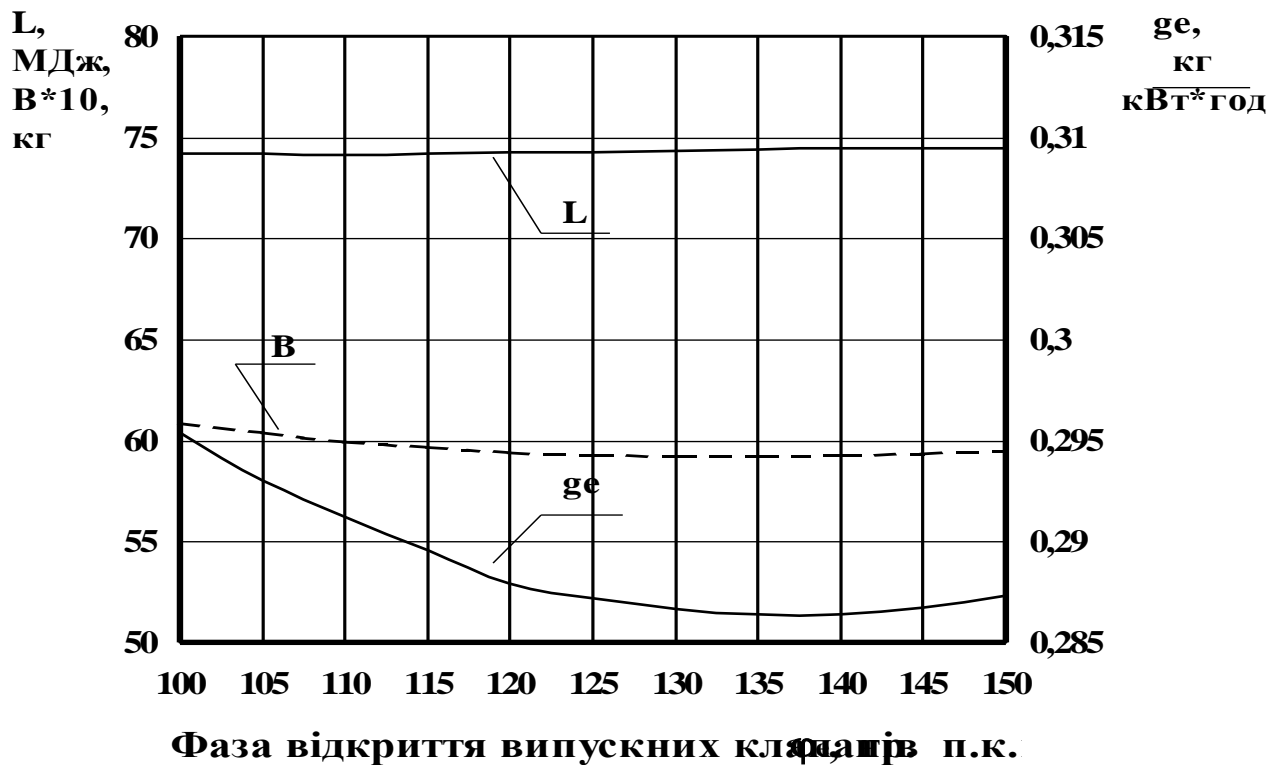


Рис. 4.29. Вплив фази відкриття випускних клапанів на ефективність роботи дизеля ПДГ-1М в умовному експлуатаційному одинадцятихвилинному циклі

4.2.4. Вплив на економічність перехідного процесу настройки регулятора з корекцією ходу рейки паливного насоса по тиску наддувного повітря

Як було показано вище (див. рис. 3.12 та 3.15), при переході з нижчої на вищу позицію контролера машиніста маневрового тепловоза, починаючи з четвертої, рейки паливних насосів за 0,2...0,3 с стають на упори, хоча повна циклова подача палива потрібна лише на восьмій позиції, яка відповідає режиму номінальної потужності двигуна ПДГ-1М. Тільки через деякий час рейки насосів відходять з упорів і стають на відповідну циклову подачу. Така швидкість реакції рейок стає завдяки

великій швидкості спрацьовування всережимного ізодромного регулятора на зовнішній вхідний сигнал (похибка регулювання), який відповідає відносній зміні частоти обертання колінчастого вала дизеля. З одного боку, ця велика швидкість спрацьовування регулятора, яка характерна для всіх регуляторів типу Уатта з механічним чутливим елементом, повинна приводити до швидшої зміни подачі палива й до швидкого переходу на інший режим роботи. Але при цьому достатньо швидке збільшення циклової подачі палива значно опереджає інерційну подачу повітря, особливо у дизелях з ГТН. Тому, з іншого боку, велика швидкість збільшення подачі палива приводить до різкого зменшення коефіцієнта надлишку повітря α , яке сприяє неповноті згоряння палива, димному й більш токсичному вихлопу відпрацьованих газів та збільшеній витраті палива при перехідному процесі. Для регуляторів механічного типу існують методи затримки руху рейок паливних насосів за допомогою коректорів. Сутність цієї корекції полягає в тому, що тут застосовано або нежорсткий упор рейок, або нежорстке поєднання вихідного штока сервомотора з приводом рейок паливних насосів. Цим нежорстким елементом виступає пружина, жорсткість якої підбирається окремо для кожного випадку. Пружина стискується поршнем або мембраною, на які діє перепад тисків наддувного повітря та, наприклад, розрідженого повітря на вході у компресор або картерних газів. При малому тиску наддувного повітря, коли його недостатньо для сумішоутворення у циліндрі дизеля, пружина практично не стиснута і діє, як рухомий упор, який стримує максимальну подачу палива. При великому тиску наддувного повітря, коли його достатньо для сумішоутворення, пружина стискується настільки, що веде себе як жорсткий упор і подача палива стає максимальною. Жорсткість пружини разом з площею поверхні поршня або мембрани та з коефіцієнтом передачі руху рейок насосів від регулятора складають коефіцієнт підсилення по каналу корекції подачі палива по тиску наддувного повітря A . Нижче наведено рівняння, яке встановлює рівень максимальної на час розглядання циклової подачі палива $V_{цmax}$ за корекцією її по тиску наддувного повітря p_s :

$$B_{\text{ц max}} = C \cdot B_0 + A(p_s - p_0), \quad (4.14)$$

де $B_{\text{ц max}}$ - максимальна можлива на даний час циклова подача палива;

B_0 – мінімальна подача палива;

p_s – тиск наддувного повітря;

p_0 – тиск розрідженого повітря;

C – коректувальний коефіцієнт;

A – коефіцієнт підсилення по каналу корекції по тиску наддувного повітря.

При цьому чим вищим є коефіцієнт A , тим ближче система до вихідного варіанта без корекції по тиску наддувного повітря з жорстким упором. Підбір оптимальної величини коефіцієнта підсилення A необхідно проводити як по мінімуму витрати палива g_e , так і по максимуму виконаної дизелем роботи $L_{\text{ген}}$.

В останній час існує велика кількість розробок регуляторів електронного типу, в яких можна змодельовати будь-який закон регулювання, в тому числі і з урахуванням рівняння (4.14). Тому здійснення механічної або електронної реалізації вище означеної корекції не є вирішальним. Головним має бути встановлення оптимального закону корекції подачі палива шляхом затримки доходження до упора рейок паливних насосів при перехідних процесах. Нижче приведені результати дослідження впливу величини коефіцієнта підсилення A по каналу корекції по тиску наддувного повітря. Ці дослідження проводилися, як і раніше, в три етапи. Спочатку розглядалася робота дизеля в залежності від коефіцієнта підсилення A при повному розгоні його з нульової на восьму позицію контролера машиніста. На другому етапі – робота дизеля у скороченому циклі штовхання в залежності від A . І, нарешті, на третьому етапі – робота дизеля в умовному повному експлуатаційному циклі.

Результати розрахунків результатів роботи дизеля в залежності від коефіцієнта підсилення A при повному розгоні його з нульової на восьму позицію контролера машиніста наведені на рис. 4.30. Тут показані результати розрахунку при

відсутності корекції (показано кривими, які виконані точками) при коефіцієнті підсилення $A=27,5 \cdot 10^{-4}$ (показано суцільними кривими) та при коефіцієнті підсилення $A=22,5 \cdot 10^{-4}$ (показано пунктирними кривими). Ми бачимо, що зі зменшенням коефіцієнта підсилювання A час доходження рейок паливних насосів до упорів збільшується. Так, при відсутності корекції по тиску наддувного повітря рейки паливних насосів стають на упори через 0,3 с. При $A=27,5 \cdot 10^{-4}$ затримання доходження до упора збільшується до 5,3 с. При $A=22,5 \cdot 10^{-4}$ – до 10 с. При цьому зменшується спадання коефіцієнта надлишку повітря. Якщо при відсутності корекції по тиску наддувного повітря α знижується до $\alpha = 0,92$, то при $A=27,5 \cdot 10^{-4}$ - тільки до $\alpha = 1,2$, а при $A=22,5 \cdot 10^{-4}$ – до $\alpha = 1,4$. При цьому зменшуються температури випускних газів відповідно з $T_T=1130$ К до $T_T=1020$ К та до $T_T=950$ К. Але час розгону збільшується з $\tau = 11,32$ с до відповідно $\tau = 12,92$ с та $\tau = 16,69$ с.

Із збільшенням часу затримки збільшуються абсолютна витрата палива B та робота, яка виконана генератором $L_{ген}$. Дуже повільно розганяється і ротор турбокомпресора, що впливає на затримку росту тиску наддувного повітря. Більш докладно вплив величини коефіцієнта підсилення по каналу корекції по тиску наддувного повітря показано на рис. 4.31. При збільшенні значення коефіцієнта підсилення більш ніж $A = 42,5 \cdot 10^{-4}$ корекція вже не діє і дизель працює, як і у випадку жорсткого упору без корекції по тиску наддувного повітря. При зменшенні коефіцієнта підсилення A збільшується час затримки доходження рейок паливних насосів до упорів $\tau_{уп}$, збільшуються робота $L_{ген}$, яка виконана генератором, та витрата палива B . Зменшується тільки питома витрата палива g_e . Взагалі за наведеними результатами важко вибрати оптимальне значення коефіцієнта A . Можна тільки сказати, що зменшення A сприяє збільшенню мінімального значення коефіцієнта надлишку повітря α та зменшенню питомої витрати палива g_e . Але час розгону при цьому різко збільшується. Дизель втрачає швидке приймання навантаження і дуже повільно розганяється.

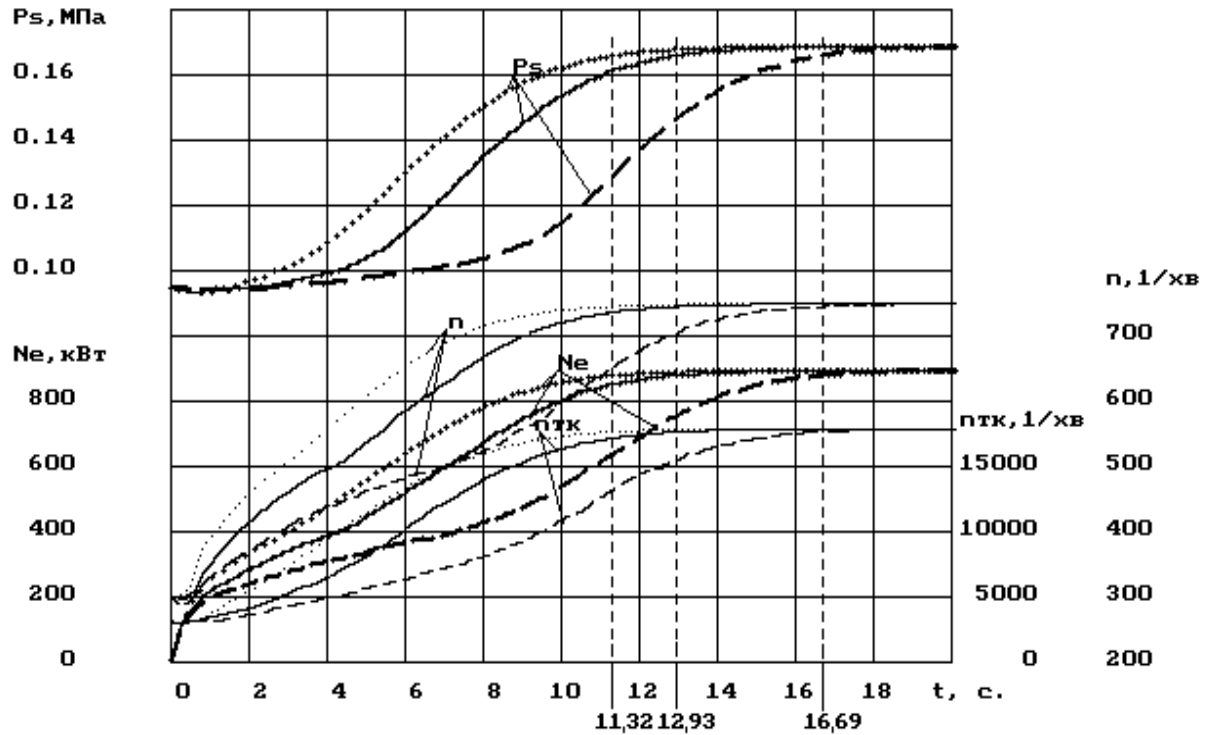


Рис. 4.30. Зміна деяких параметрів дизеля ПДГ-1М у повному перехідному процесі:

- без коректора по тиску наддувного повітря;
- з коректором та з коефіцієнтом підсилення $A=27,5 \cdot 10^{-4}$;
- - - - з коректором та з коефіцієнтом підсилення $A=22,5 \cdot 10^{-4}$

При цьому машиніст буде переводити рукоятку контролера далі на більш високу позицію, щоб швидше набрати потрібну потужність. Тому більш влучним є розглядання роботи дизеля із коректором у експлуатаційному циклі, що й було зроблено далі. Спочатку на другому етапі розглядалася робота дизеля в скороченому циклі штовхання. Результати розрахунку робочого процесу дизеля ПДГ-1М у цьому циклі наведені на рис. 4.32...4.34. На рис. 4.32 ми можемо визначити, що оптимальним коефіцієнтом підсилення A по питомій витраті палива є значення $A=27,5 \cdot 10^{-4}$. При цьому $g_{e \text{ сep.e.}} = 0,2625$ кг/(кВт.год), що на 1,5 г/(кВт.год) менше ніж при відсутності корекції, але робота, яку виконав дизель, тут менша майже на 0,3 МДж, ніж у вихідному варіанті без корекції. Можна припустити, що глобальним оптимумом є значення $A=30 \cdot 10^{-4}$. В цьому випадку робота менша вихідного варіанта всього на 0,1 МДж, а $g_{e \text{ сep.e.}}$ тільки на 0,3 г/(кВт.год) більше оптимальної величини. При зменшенні A нижче за $A=25 \cdot 10^{-4}$ виконана дизелем робота дуже різко зменшується. На рис. 4.33 та 4.34 наведені криві зміни деяких параметрів дизеля за часом циклу штовхання. Тут можна побачити, що при переході з третьої позиції контролера машиніста на п'яту без наявності корекції по тиску наддувного повітря рейка паливного насоса менш ніж за секунду стає на упор. І лише через 3,5...4 с після початку переходу відходить від упора на потрібну циклову подачу палива. Але одразу ж настає команда на перехід з п'ятої на восьму позицію контролера машиніста і рейка знову стає на упор. При наявності коректора з оптимальним коефіцієнтом підсилення $A = 30 \cdot 10^{-4}$ десь на першій секунді переходу з третьої на п'яту позицію починається затягування виходу на упор, яке триває три секунди.

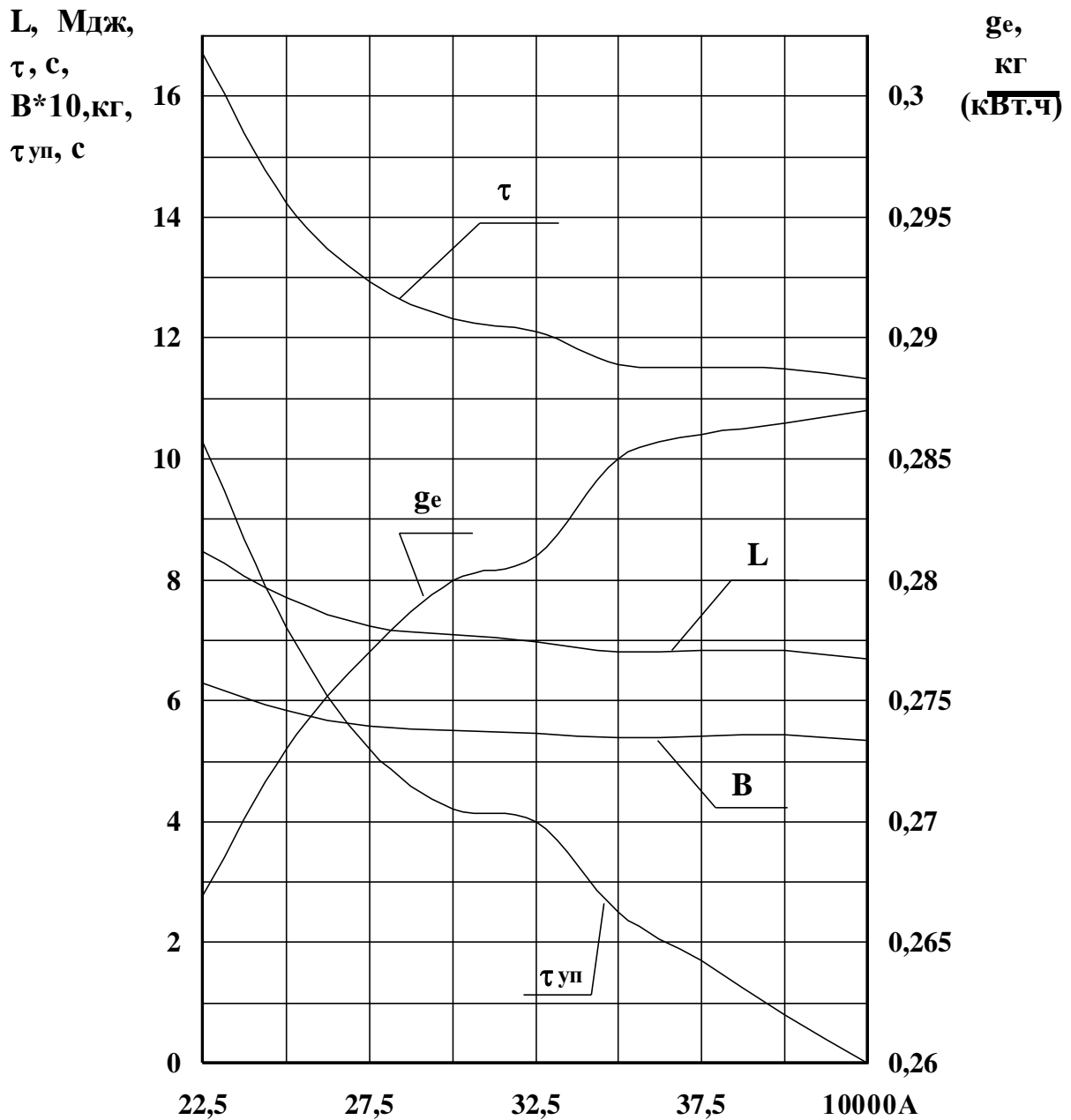


Рис. 4.31. Залежності виконаної роботи L, абсолютної B та питомої g_e витрат палива, часу доходження рейки паливного насоса до упора τ_{up} та часу повного розгону дизеля ПДГ-1М від коефіцієнта підсилення по каналу корекції ходу рейки по тиску наддувного повітря

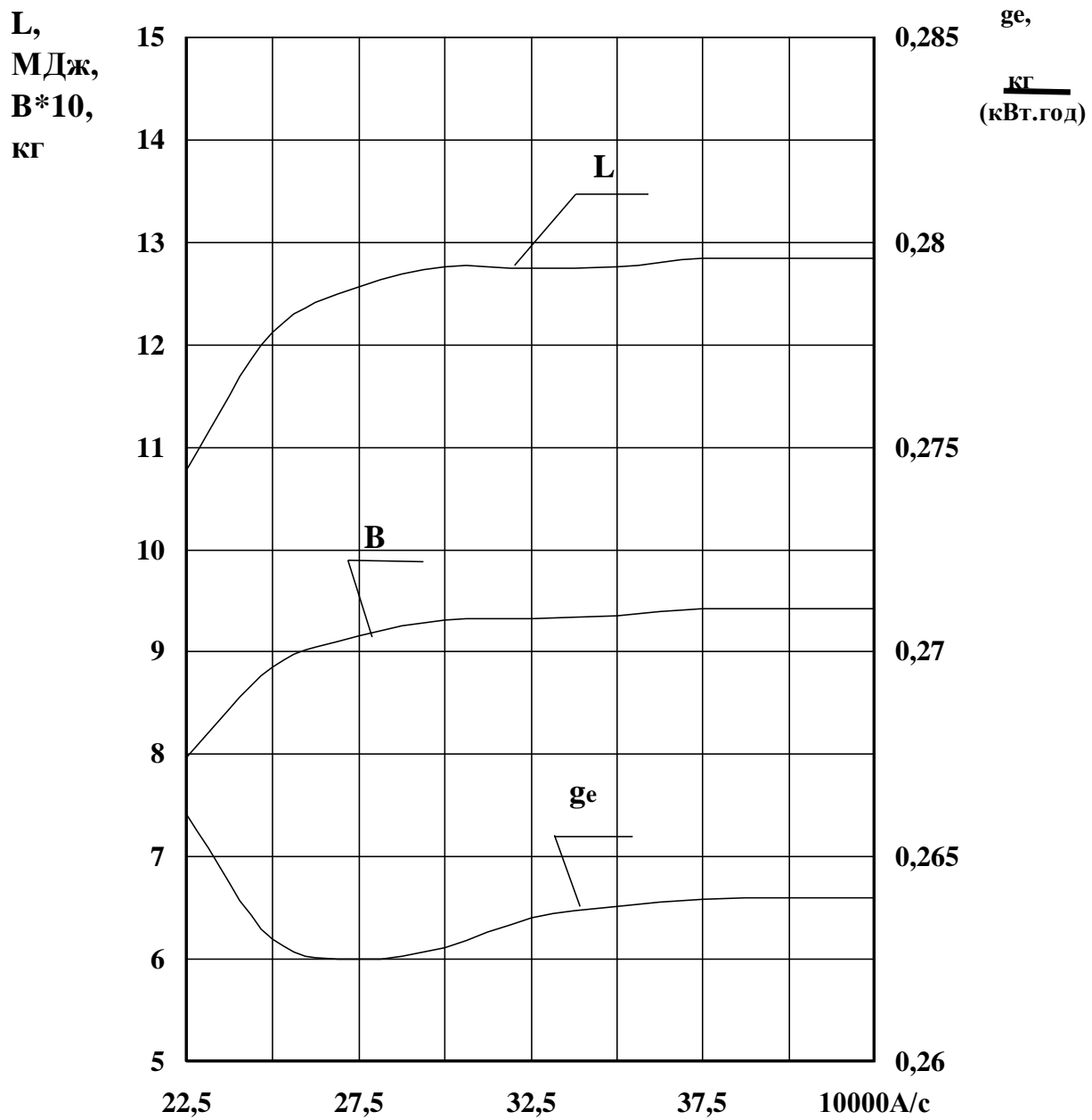


Рис. 4.32. Зміна виконаної роботи, абсолютної та питомої витрати палива у скороченому циклі штовхання від коефіцієнта підсилення по каналу корекції ходу рейки паливного насоса у залежності від тиску наддувного повітря

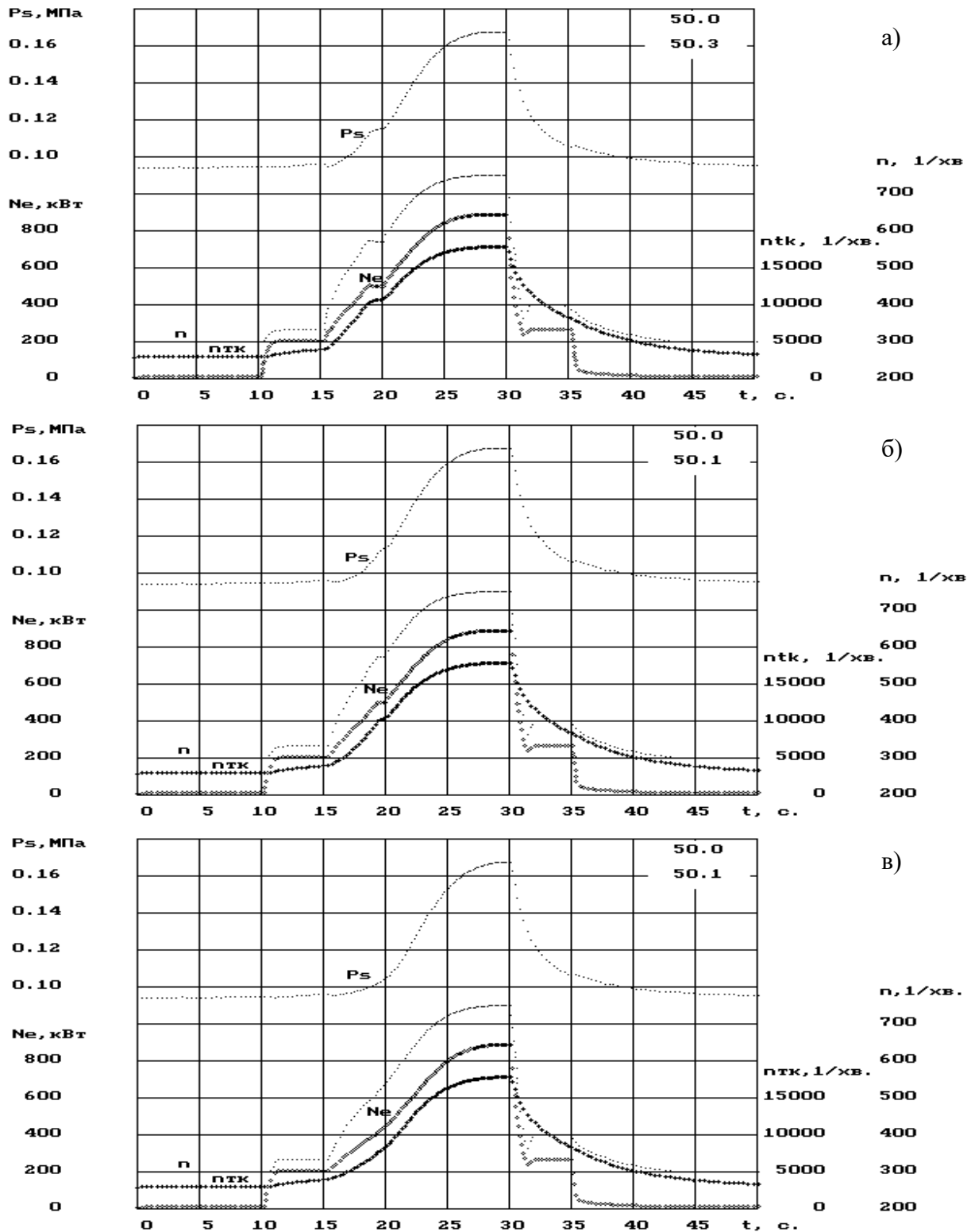


Рис. 4.33. Зміна деяких параметрів дизеля ПДГ-1М при роботі у скороченому циклі штовхання: а - без коректора по тиску наддувального повітря; б - з коректором та з коефіцієнтом підсилення $A=30 \cdot 10^{-4}$; в - з коректором та з коефіцієнтом підсилення $A=25 \cdot 10^{-4}$

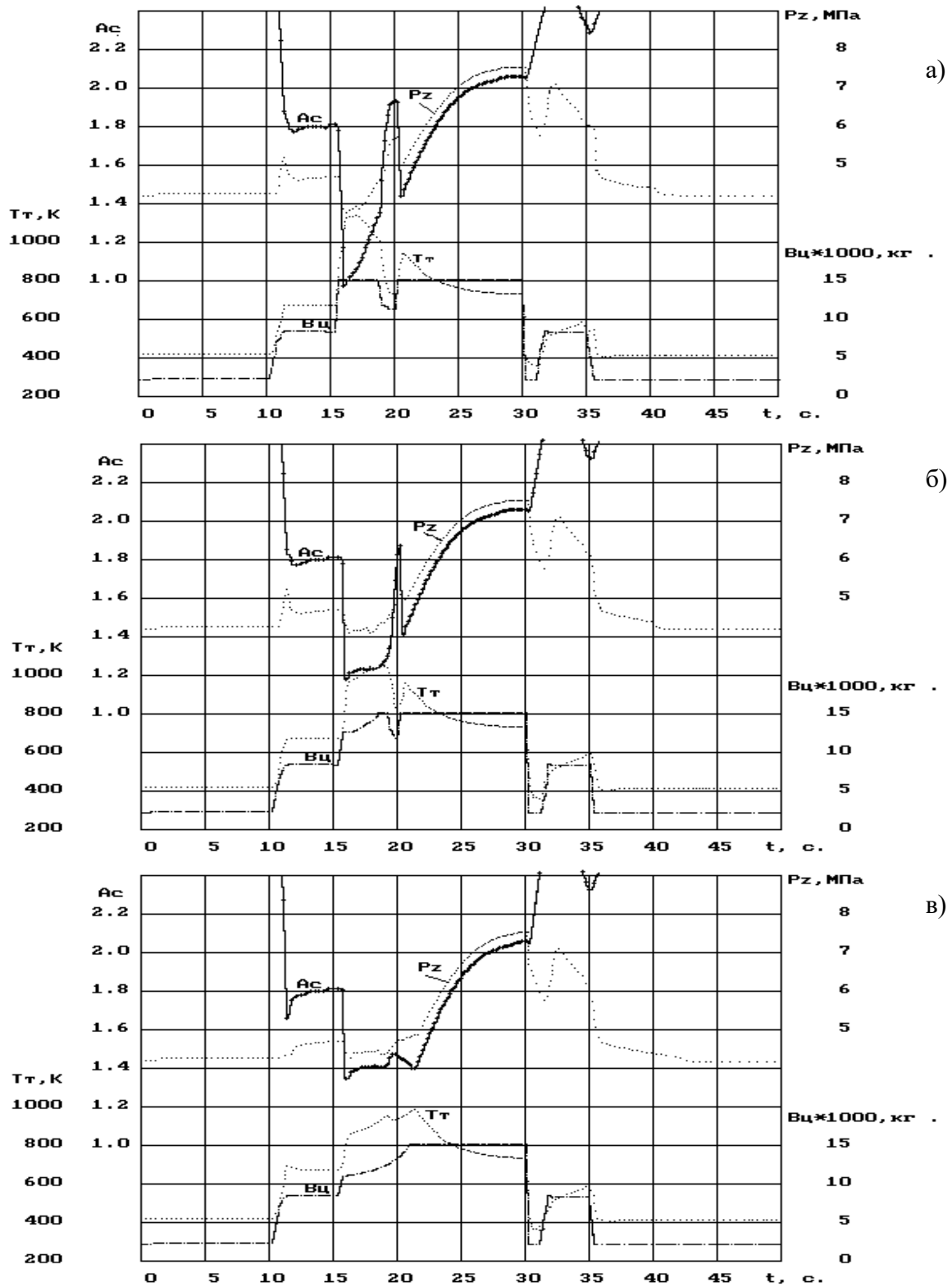


Рис. 4.34. Зміна деяких параметрів дизеля ПДГ-1М при роботі у скороченому циклі штовхання: а - без коректора по тиску наддувного повітря; б - з коректором та з коефіцієнтом підсилення $A=30 \cdot 10^{-4}$; в - з коректором та з коефіцієнтом підсилення $A=25 \cdot 10^{-4}$

При цьому коефіцієнт надлишку повітря знижується лише до $\alpha = 1,2$, замість $\alpha = 0,97$. При ще меншому значенні $A=25 \cdot 10^{-4}$ затування часу виходу рейки паливного насоса на упор таке велике, що на п'яту позицію контролера машиніста дизель навіть і не виходить. Затування складає вже шість секунд, а час вмикання наступної восьмої позиції настає раніше. Коефіцієнт надлишку повітря при цьому знижується лише до $\alpha = 1,35$, рівень температур випускних газів стає значно нижчим, але дуже повільно затується ріст рівня тиску наддувного повітря.

І, нарешті, останні дослідження були проведені при роботі дизеля в умовному повному одинадцятихвилинному експлуатаційному циклі (див. рис. 3.14). Результати цього дослідження наведено на рис. 4.35. Аналізуючи ці результати можна зробити висновок, що зі зменшенням коефіцієнта підсилення по каналу корекції подачі палива по тиску наддувного повітря до значення $A=25 \cdot 10^{-4}$ виконана дизелем за цикл робота практично однакова і складає близько 74 МДж. Абсолютна витрата палива B зменшується і різко падає тоді, коли різко падає і робота при $A < 20 \cdot 10^{-4}$. Питома середньоексплуатаційна витрата палива має яскраво виражений оптимум $g_{e \text{ сep.e.}} = 0,288$ кг/(кВт.год), який припадає на діапазон значень $A=(22,5 \dots 25) \cdot 10^{-4}$. Це на 2 г/(кВт.год) менше ніж при вихідному варіанті без корекції, що суттєво. Тому можна зробити висновок, що при роботі дизеля ПЛГ-1М в експлуатаційному маневровому циклі потрібно вводити корекцію по тиску наддувного повітря з коефіцієнтом підсилення по каналу корекції $A=25 \cdot 10^{-4}$.

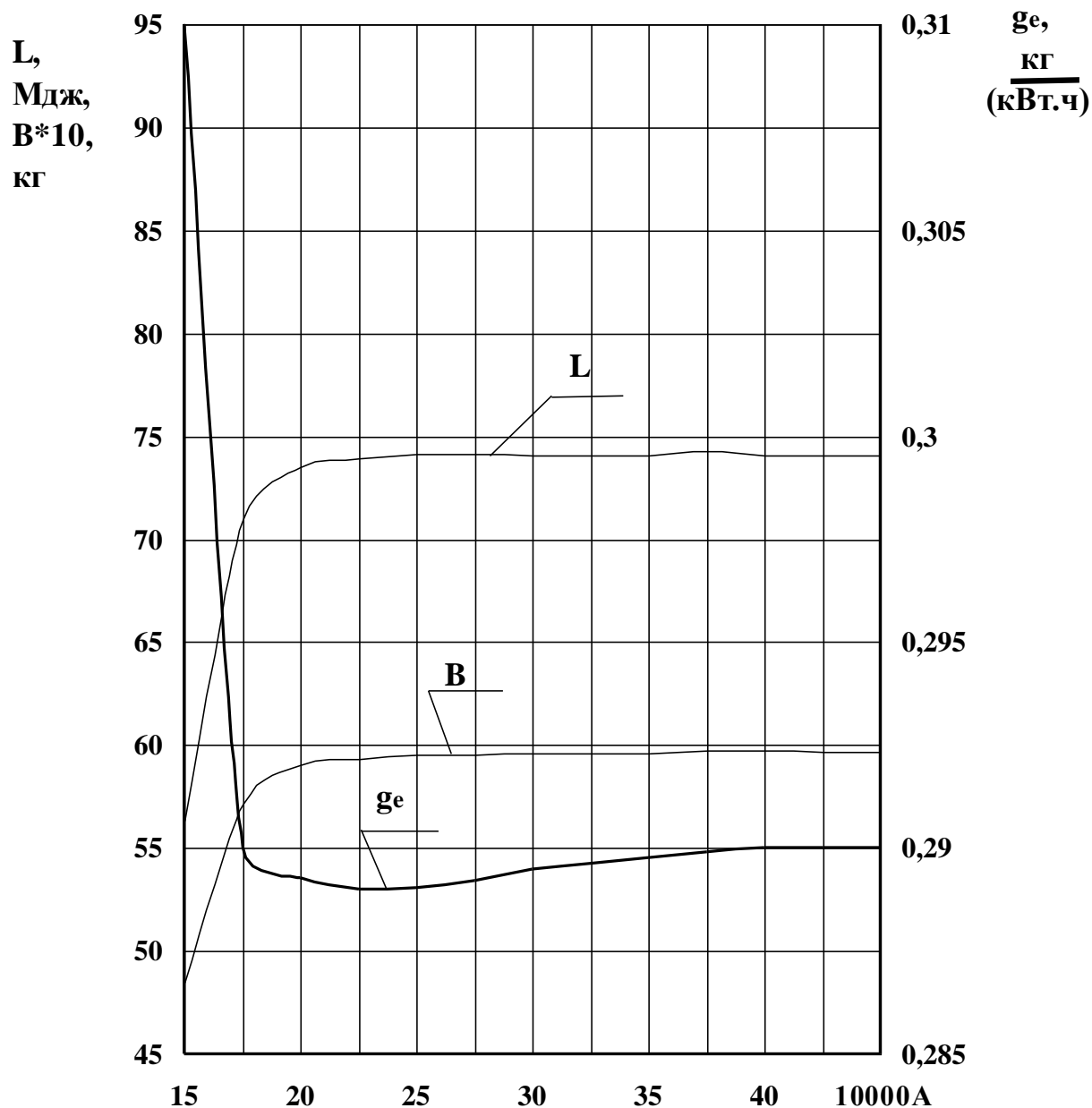


Рис. 4.35. Зміна виконаної роботи, абсолютної та питомої витрати палива в умовному повному експлуатаційному циклі від коефіцієнта підсилення по каналу корекції ходу рейки паливного насоса у залежності від тиску наддувного повітря

Питання і завдання для самоконтролю

1. Які параметри транспортного дизеля можна оптимізувати з метою зниження експлуатаційних витрат палива?
2. Викладіть алгоритм оптимізації за спрощеною моделлю.

3. Що таке умовна та безумовна оптимізація за методом штрафних функцій?
4. Перелічіть обмежувальні параметри при оптимізації робочого процесу транспортного дизеля.
5. Які фактори суттєво впливають на швидкість та економічність перехідних процесів транспортного дизеля?
6. Яким чином впливає на ефективність перехідного процесу затримання навантаження з боку споживача потужності дизеля?
7. Який вплив на економічність експлуатаційного циклу дизеля має система газотурбінного наддування?
8. Яка фаза газорозподілу суттєво впливає на перехідні процеси транспортного дизеля?
9. Яким чином впливає на ефективність перехідного процесу фаза відкриття випускних клапанів?
10. Як впливає на ефективність перехідного процесу коректор регулятора по тиску надувного повітря?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. – К.: Машгиз, 1950.– 480 с.
2. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей. - М.: Машиностроение, 1964. – 248 с.
3. Глаголев Н.М., Куриц А.А., Водолажченко В.В., Бартош Е.Т. Тепловозные двигатели и газовые турбины.- М.: Транспорт, 1957. - 463 с.
4. Симсон А.Э., Сахаревич В.Д. Оптимизация систем воздухообеспечения дизелей по среднеэксплуатационному расходу топлива // Двигателестроение. - 1985. - №3. – С. 3-5.
5. Сахаревич В.Д. Оптимизация конструктивных параметров систем воздухообеспечения дизелей по среднеэксплуатационному расходу топлива: Автореф. дисс... докт.техн.наук. – Харьков: ХИИТ, 1985. – 56 с.
6. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с.

7. Айзерман М.А. Теория автоматического регулирования двигателей (уравнения движения и устойчивость). – М.: ГИТТЛ, 1952. – 523 с.
8. Эпштейн А.С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом. – М.: Машгиз, 1962. – 207 с.
9. Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. Регулирование турбонаддува ДВС. – М.: Высшая школа, 1978. – 213 с.
10. Кац А.М. Автоматическое регулирование скорости двигателей внутреннего сгорания / Под ред. Ю.В. Долголенко и А.И. Лурье. – М.; Л.: ГНТИЛ, 1956. – 304 с.
11. Настенко Н.Н. Всережимное регулирование быстроходных дизель-моторов транспортного типа. – М.: Машгиз, 1944. – 104 с.
12. Крутов В.И. Анализ работы систем автоматического регулирования. – М.: Машгиз, 1961. – 180 с.
13. Крутов В.И. Переходные процессы систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1965. – 252 с.
14. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. – М.: Машиностроение, 1978. – 472 с.
15. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – 5-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 414 с.
16. Крутов В.И., Кузьмик П.К. Расчет переходных процессов систем автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом с учетом нелинейных характеристик // Известия вузов. Машиностроение. – 1969. – №10. – С.102-108.
17. Эпштейн А.С. Расчет переходных процессов комбинированных двигателей типа Д100 // Проблемы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1968. – С. 37-48.
18. Севрук И.В. Исследование переходных процессов четырехтактных тепловозных двигателей внутреннего сгорания с высоким наддувом: Автореф. дисс... канд. техн. наук. – Харьков: ХПИ, 1969. – 18 с.
19. Белостоцкий А.М. К расчету переходных процессов четырехтактных двигателей внутреннего сгорания с импульсным газотурбинным наддувом // Тр. МИИТа. – М.: Транспорт, 1966. – Вып. 251. – С. 222-232.

20. Мурашов О.Д. Методика расчета переходных процессов тепловозного двигателя с импульсной системой турбонаддува // Тр. ХИИТа. – М.: Транспорт, 1969. – Вып. 115. – С. 21-28.
21. Эпштейн А.С., Мурашов О.Д. Расчет переходных процессов четырехтактных турбопоршневых двигателей с импульсным наддувом // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХГУ, 1969. – Вып. 9. – С. 56-65.
22. Лукьянченко Б.С. Расчет совместной работы 4-тактного дизеля со свободным турбокомпрессором на режимах разгона // Тр. ЦНИДИ. – Л., 1963. – Вып. 47. – С. 27-41.
23. Лукьянченко Б.С. Метод расчета на ЭЦВМ разгона дизелей с газотурбинным наддувом // Двигателестроение. – 1987. – №11. – С. 13-15.
24. Куценко С.М., Гулякина Т.В. Управление и переходной процесс в теплоэлектромеханической системе тепловоза. – Харьков: Выща школа, 1982. – 88 с.
25. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизеля // Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – С.34-35.
26. Матвеев В.В. Численное моделирование переходных процессов дизелей с турбонаддувом: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Л., 1975. – 18 с.
27. Тырловой С.И. Разработка поршней 4-тактного дизеля с регулируемой степенью сжатия и анализ его динамических качеств: Автореф. дисс... канд. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1984. – 19 с.
28. Володин А.И. Моделирование на ЭВМ работы тепловозных дизелей. – М.: Транспорт, 1985. – 216 с.
29. Касьянов А.В. Пути создания и совершенствования высокофорсированных дизелей для мощных маневровых тепловозов: Док. дисс. в форме научн. докл. – Харьков: ХИИТ, 1988. – 69 с.
30. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1988. – 350 с.
31. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 848 с.
32. Круглов М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1963. – 345 с.

33. Егоров Я.А. Система уравнений для описания нестационарных газодинамических явлений во впускном и выпускном трубопроводах двигателя // Известия вузов. Машиностроение. – 1974. – №8. – С. 104-108.
34. Мунштуков Д.А. Математическая модель нестационарного движения среды в проточной части двигателя внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1975. – Вып. 21. – С. 67-73.
35. Иванова В.В. О методе расчета колебаний газа в выпускной системе двигателя // Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машгиз, 1961. – С. 131-143.
36. Якубов А.Д. Впускной тракт как колебательная система при резонансном наддуве тракторного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1973. – Вып.17. – С. 53-61.
37. Хайлов Н.Д. Расчетное уравнение колебаний давления во всасывающем трубопроводе двигателей // Мин. авиа. промышленности СССР, Тр. №152. – М.: Изд. бюро новой техники, 1948. – 16 с.
38. Данилов В.В. Акустический наддув четырехтактного тракторного дизеля: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Харьков: ХПИ, 1962. – 19 с.
39. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания / Пер. с нем.; Под ред. Н.Н. Иванченко. – Л.: Машиностроение, 1978. – 263 с.
40. Симсон А.Э., Рябикин В.Г., Таратушка В.А. Методика расчета процесса газообмена дизеля с учетом одновременной работы нескольких цилиндров // Вопросы совершенствования и повышения надежности работы локомотивов: Тр. ХИИТа. – М.: Транспорт, 1973. – Вып. 138. – С. 21-23.
41. Крушедольский А.Г. Повышение топливной экономичности четырехтактного среднеоборотного дизеля путем совершенствования системы газотурбинного наддува: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1980. – 23 с.
42. Пелепейченко В.И. Исследование влияния типа системы наддува на эффективные показатели восьмицилиндрового V-образного транспортного двигателя: Автореф. дисс... канд. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1981. – 23 с.

43. Богомазов Е.В. Совершенствование системы охлаждения наддувочного воздуха с целью улучшения топливной экономичности дизелей: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1982. – 20 с.
44. Коваленко Н.М. Снижение удельного эффективного расхода топлива путем оптимизации конструктивных параметров среднеоборотного дизеля 6ЧН25/34 при его форсировании: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1983. – 20 с.
45. Петросянц В.А. Повышение топливной экономичности быстроходных дизелей с наддувом путем выбора рациональных конструктивных параметров турбин: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1983. – 24 с.
46. Линник А.В. Повышение эксплуатационной топливной экономичности транспортных дизелей путем автоматического регулирования числа работающих цилиндров: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1983. – 18 с.
47. Симсон А.Э., Ероценков С.А. Выбор конструктивных параметров транспортных ДВС по среднеэксплуатационному расходу топлива // Двигателестроение. – 1989. – №1. – С.55-58.
48. Симсон А.Э. Исследование импульсных систем газотурбинного наддува // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1972. – Вып. 15. – С. 94-98.
49. Ероценков С.А. Улучшение топливной экономичности и эксплуатационных характеристик транспортных двигателей путем выбора рациональных конструктивных параметров и совершенствования систем регулирования: Автореф. дисс... докт. техн. наук. – Харьков: ХИИТ, 1989. – 48 с.
50. Рязанцев Н.К., Пелепейченко В.И., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю. Выбор оптимального закона изменения привода компрессора наддувочного воздуха высокооборотного двухтактного дизельного двигателя типа 6ТД // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. науч. трудов ХГПУ. – Харьков, 1999. – Вып. 7. – Ч.2. – С. 350-353.

51. Бородин Д.Ю. Поліпшення техніко-економічних показників двотактного транспортного дизеля 6ТД на основі вибору оптимальних параметрів системи наддуву: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – Харків: ХарДЗТ, 2000. – 14 с.
52. Єроценков С.А., Крушедольський О.Г, Зайончковський В.М., Сергієнко М.І. Вибір конструктивних параметрів дизеля Д80 та його системи випуску при модернізації тепловозів М62 // Міжвуз. зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип.43. – С. 3-10.
53. Сергієнко М.І. Вибір та наукове обґрунтування техніко-економічних показників тепловозних дизелів для локомотивного парку України: Автореф. дис...канд. техн. наук. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – 16 с.
54. Пелепейченко В.И. Идентификация модели турбулентного движения воздушного заряда в камере сгорания дизеля. – Харьков: ХарГАЖТ, 1994. –13 с. – Деп. в ГНТБ Украины, 16.01.95, №129-Ук 95.
55. Пелепейченко В.И. Улучшение показателей двигателей внутреннего сгорания на основе совершенствования локальных характеристик процессов газообмена: Автореф дисс...докт. техн. наук. – Харьков: ХарГАЖТ, 1995. – 48 с.
56. Крушедольський О.Г. Дослідження роботи тепловозного дизеля на змінних експлуатаційних режимах навантаження // Міжвуз. зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 1998. – Вип. 32. – С. 36-41.
57. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателя. – М.: Машгиз, 1962. – 207 с.
58. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. - 216 с.
59. Дьяченко В.Г. Дифференциальные уравнения процессов газообмена двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1970. – Вып.11. – С. 17-24.
60. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. – М.: Машиностроение, 1976. – 207 с.
61. Нейман К. Кинетический анализ процессов сгорания в дизеле // Двигатели внутреннего сгорания: Сб. монографий из иностранной литературы. – М.: Машгиз, 1938. – 231 с.

62. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Выща школа, 1980. – 169 с.
63. Ерощенко С.А. Математическая модель регулятора тепловозного дизеля 6ЧН31,8/33 // Межвуз. сб. науч. трудов Харьк. ин-та инженеров ж.-д. трансп; Под ред. А.Э.Симсона. – Харьков: ХИИТ, 1986. – С. 32.
64. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива. – Л.: Недра, 1988. – 312 с.
65. Звонов В.А. Токсичность дизелей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
66. Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. – М.: АН СССР, 1947. – 147 с.
67. Пелепейченко В.І., Сахаревич В.Д., Полтавський С.І. Розрахунок утворення окису азоту в циліндрі дизеля з урахуванням охолодження заряду в пристінних зонах // Міжвуз. зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 1998. – Вип.32. – С.16-25.
68. Тепло- и массообмен. Технический эксперимент: Справочник / Под ред. В.А.Григорьева и В.М.Зорина. – М.: Энергоиздат, 1982. – 512 с.
69. Мурашов О.Д. Исследование влияния различных систем газотурбинного наддува на переходные процессы тепловозного четырехтактного двигателя: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Харьков, 1969. – 17 с.
70. Єрощенко С.А., Крушедольський О.Г., Шаройко Н.А. Аналіз розподілу індикаторної роботи та витрата палива у тепловозному дизелі Д50 при його розгоні // Міжвуз. зб. наук. праць. – Харків: ХарДАЗТ, 1998. – Вип.32. – С. 55-62.
71. Таблицы планов эксперимента для факторных полиноминых моделей / Справочное издание; Под ред. В.В.Налимова. – М.: Металлургия, 1982. – 751 с.
72. Рейлейтис Г., Рейвиндриян А., Рэгсдейл К. Оптимизация в технике: В 2 кн. – М.: Мир, 1986. – Кн. 1. – 349 с.
73. Викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами тепловозних дизелів. Норми та методи визначення. ГСТУ 32001-94. Затверджено та введено у дію Міністерством транспорту України від 1994-10-06 №524.

О.Г. Крушедольський

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ
ТРАНСПОРТНИХ ДИЗЕЛІВ
НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМАХ

Навчальний посібник



Відповідальний за випуск Крушедольський О.Г.

Редактор Еткало О.О.

Підписано до друку 23.10.06 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 12,25. Обл.-вид.арк. 12,5.

Замовлення № Тираж 250. Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК № 112 від 06.07.2000 р.

Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейербаха, 7

Таблиця 4.1

Параметри робочого циклу дизеля 8Д80А ($N_{e\text{ ном}} = 883$ кВт, $\varepsilon = 13$) при різних значеннях кутів початку відкриття випускних клапанів φ_e (інші конструктивні параметри штатні)

φ_e , °П.К.В	g_e , кг/ кВт·год	g_e сер.е., кг/ кВт·го д	p_s , бар	$p_{T\text{ сер.}}$ бар	p_z , бар	$p_{нх}$, бар	$T_{T\text{ сер.}}$, К	α	p_i бар	η_i	η_m	η_{vs}	γ %	φ_z , °П.К.В.	n_{TK} , хв ⁻¹	G_s , кг/с	η_{TK}	g_{NO} , г/ кВт·год
100	0,2076	0,2199	1,93	1,81	101	-0,021	757	2,3	10,7	0,474	0,855	0,86	12	104	19010	1,69	0,586	9,1
110	0,2071	0,2192	1,94	1,82	101	-0,073	756	2,3	10,8	0,477	0,851	0,87	10	103	18750	1,72	0,590	9,7
115	0,2073	0,2191	1,95	1,84	102	-0,116	752	2,4	10,8	0,478	0,847	0,88	8,8	102	18700	1,75	0,590	10,4
120	0,2077	0,2195	1,97	1,87	103	-0,171	747	2,4	10,9	0,479	0,843	0,90	7,3	101	18700	1,79	0,589	11
130	0,2095	0,2208	2,01	1,93	104	-0,301	738	2,5	11,0	0,481	0,832	0,93	4,3	99	18770	1,89	0,586	11,7
140	0,2123	0,2232	2,06	2,00	106	-0,469	732	2,6	11,2	0,482	0,819	0,94	2,8	98	19000	1,98	0,582	12,1
150	0,2164	0,2267	2,12	2,07	108	-0,677	729	2,6	11,4	0,482	0,803	0,95	2,1	97	19350	2,06	0,576	12,4

Таблиця 4.2

Параметри робочого процесу дизеля 8Д80А на режимі холостого ходу ($N_e = 33$ кВт) при різних значеннях кута початку відкриття випускних клапанів

$\varphi_e,$ ° П.К.В	$\xi_e,$ кВт·го Д	$p_s,$ бар	$p_{тсер},$ бар	$p_z,$ бар	$p_{нх},$ бар	T_{Tce} р	α	p_i бар	η_i	η_m	η_{vs}	γ %	φ_z ° П.К.В	$n_{TK},$ хв ⁻¹	$G_s,$ кг/с	η_{TK}
100	0,4323	0,98	1,03	40,7	-0,096	469	5,24	1,358	0,309	0,624	0,74	17,16	40,7	3165	0,317	0,484
110	0,4288	0,97	1,03	40,4	-0,096	467	5,24	1,358	0,311	0,623	0,74	17,23	40,4	3501	0,312	0,490
120	0,4270	0,97	1,02	40,2	-0,097	467	5,23	1,358	0,312	0,623	0,74	17,34	40,3	3270	0,310	0,492
130	0,4261	0,96	1,02	40,1	-0,098	467	5,22	1,357	0,313	0,622	0,74	17,58	40,4	3125	0,308	0,488
140	0,4257	0,96	1,02	40,0	-0,099	466	5,19	1,359	0,313	0,622	0,73	18,33	40,4	3050	0,307	0,481
150	0,4260	0,96	1,02	40,0	-0,101	466	5,19	1,361	0,314	0,621	0,73	18,22	40,5	3030	0,307	0,478