

**ХАРКІВСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

На правах рукопису

ВЕНГЕР ДМИТРО ІВАНОВИЧ

УДК 629.424.4:621.335 - 833

**УДОСКОНАЛЕННЯ РЕОСТАТНИХ ВИПРОБОВУВАНЬ
ТЕПЛОВОЗІВ В УМОВАХ ДЕПО**

Спеціальність 05. 22. 07 - “ Рухомий склад залізниць та тяга поїздів”

Дисертація
на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

професор

Науковий керівник -
доктор технічних наук

**ГОЛОВКО
ВЛАДИСЛАВ ФЕДОРОВИЧ**

Харків -1999

ЗМІСТ

Вступ . ?-

Розділ 1

Аналіз режимів обкаточних випробовувань та задачі дослідження./ 2

- 1.1 Механізм припрацювання пар тертя та вплив обкатки на експлуатаційний період роботи енергетичної установки.^2
- 1.2 Критерії припрацювання та тривалість режимів обкатки. /6
- 1.3 Вплив параметрів режимів обкатки на припрацювання пар тертя .2Ц
 - 1.3.1 Основні фактори що впливають на режим обкатки .Z5
 - 1.3.2 Вплив навантажуючих та швидкісних режимів на припрацювання пар тертя .2 ?•
 - 1.3.3 Способи прикладання навантаження та зміни частоти обертання в період обкатки дизеля .32
- 1.4 Обґрунтування необхідності підвищення вимог та вдосконалення обкаточних випробовувань енергетичних установок в умовах депо .3^/

Висновки

Розділ 2.

Моделювання режимів обкатки тепловозних дизелів в умовах депо .33

- 2.1 Методики визначення раціональних режимів обкатки двигунів.3-9
 - 2.1.1 Визначення потужності механічних втрат розрахунко-

вим методом .

- 2.1.2 Визначення потужності механічних втрат методом співставлений індикаторної і ефективної потужностей . 4 Ч
- 2.1.3 Визначення потужності механічних втрат методом виключення циліндра.1-1 Ч
- 2.1.4 Визначення потужності механічних втрат методом “вибігу”. ЧУ
- 2.1.5 Визначення потужності механічних втрат методом прокрутки непрацюючого дизеля від стороннього джерела.-^
- 2.1.6 Методика вимірювання частоти обертання колінчатого валу при постійній подачі палива в циліндр на режимі обкатки дизеля.
- 2.1.7 Метод спектрального аналізу мастила при обкатці дизелів .53
- 2.2 Розробка математичної моделі по визначенню механічних втрат основного та допоміжного обладнання тепловоза.
 - 2.2.2 Потужність механічних втрат на привід клапанів газорозподільного механізму.3
 - 2.22 Потужність механічних втрат на привід паливних насосів високого тиску.6°
 - 2.23 3 Потужність насосних ходів.
 - 2.24 4 Потужність, що затрачається на привід водяного насосу.63
 - 2.25 5 Потужність, що затрачається на привід масляного насосу.& Ч
 - 2.26 6 Затрати потужності на опір руху кривошипно-шатун-

ного механізму.бГ'

2.2.7 Потужність, що затрачається на привід нагнітача. *CG*

2.2.8 Потужність тертя кільця і втулки циліндра. $\leq \xi ? \blacksquare$

2.2.9 Потужність тертя підшипників колінчатого валу. $\frac{?}{I}$

2.2.10 Механічні втрати гальмівного лкомотивного компресора. 7-

2.2.11 Механічні втрати потужності в турботрансформаторі. *\$0*

Висновки 8Z

Розділ 3.

Розробка методів випробовування. #3

3.1 Паспортна оцінка потужності на допоміжні потреби.

3.2 Розробка програми раціональних режимів обкатки двигуна.

3.3 Вибір раціональних режимів обкатки дизель-генераторів 14Д40 після деповського ремонту. 93

3.4 Розробка раціональної програми обкатки допоміжного обладнання при проведенні реостатних випробовувань в умовах депо. 37-

3.5 Методика врахування впливу основних факторів при порівнянні результатів реостатних випробовувань. $7j > 4$

Висновки (O3

Розділ 4

Експериментальне дослідження режимів серійної та прискореної програми реостатних випробовувань в умовах депо.

- 4.1 Вимір витрати палива. *1°§*
- 4.2 Спектральний аналіз мастила. *1J 6*
- 4.3 Результати обкаточних випробовувань дизель-генераторів 14Д40 по серійній програмі. *^23*
- 4.4 Результати обкаточних випробовувань дизель-генераторів по прискореній програмі.
- 4.5 Випробовування компресорів та допоміжних агрегатів по серійній та прискореній програмі.
- 4.6 Визначення потужності механічних втрат допоміжних агрегатів тепловоза 2М 62 при проведенні реостатних випробовувань. *[Ч &*
- 4.7 Оцінка зміни повної потужності дизеля 14Д40 в експлуатації в період припрацювання/дизеля і допоміжних механізмів тепловоза 2М 62. *&*
- 4.8 Методика призначення режимів обкатки основного та допоміжного механічного обладнання тепловозів в умовах депо.
 - 4.8.1 Спектральний аналіз картерного мастила. *(-Сб*
 - 4.8.2 Контроль механічних втрат методом прокрутки від стороннього джерела.

Висновки

Загальні висновки .

Список використаних джерел *f*

Додаток А

Економічна ефективність від втілення прискореної програми основного та допоміжного обладнання в

умовах депо.>

Додаток Б

Режими навантаження ДГУ тепловоза 2М-62 при проведенні реостатних випробовувань по серійній та прискореній програмах.%

Додаток В

Результати практичного застосування дисертаційної роботи в локомотивному депо Львів-Захід Львівської залізниці.

ВСТУП

Надійність роботи дизель-генераторної установки (ДГУ) та допоміжного механічного обладнання тепловоза є невід'ємною складовою надійності локомотива в цілому, що суттєво впливає на виконання заданого об'єму перевезень. Аналіз стану тепловозного парку показує, що неполадки та постановка локомотивів на непланові види ремонтів можуть виникати внаслідок: неякісного виконання ремонту; недобросовісного відношення локомотивних та ремонтних бригад до своїх обов'язків; відсутністю на даний момент необхідних запасних частин або їх повторне використання порушення технологічних вимог та технологій.

Крім об'єктивних причин порушення технологічних вимог та технологій є ряд суб'єктивних, котрі можливо та й необхідно вирішувати. До одних з таких питань можна віднести і вдосконалення реостатних випробовувань в умовах депо, коли ДГУ і допоміжне механічне обладнання проходять обкатку одночасно, котре до теперішнього моменту вивчалось недостатньо.

В свою чергу безвідказність роботи основного та допоміжного обладнання суттєво залежить від проведення важливої технологічної операції - реостатних випробовувань з одночасною обкаткою дизеля тепловоза та допоміжного обладнання. Правильно проведена обкатка створює необхідні структурні властивості поверхонь тертя для сприйняття номінального навантаження, забезпечує їх оптимальне початкове зношення, сприяє загальному зменшенню зношення в експлуатації, що значно підвищує експлуатаційну надійність локомотивного парку.

Режими обкаточних випробовувань ДГУ при проведенні реостатних випробовувань в умовах депо вивчені не-

достатньо і науково необґрунтовані. Підтвердженням цього можуть служити серійні програми реостатних випробовувань різних серій локомотивів, що значно відрізняються як по тривалості так і по способах прикладання навантаження та частоти обертання.

Таким чином, вирішивши задачу по визначенню часу припрацювання деталей тертя двигуна внутрішнього згорання, ми маємо можливість з певною точністю визначити час обкатки двигуна, що в свою чергу приводить до економії енергетичних ресурсів, підвищенню експлуатаційної надійності локомотивів, а також можливості управління процесом обкатки.

Враховуючи вимоги Державної програми по підвищенню надійності та ефективності роботи залізничного транспорту і необхідності в умовах депо проводити види ремонтів по об'єму наближених до заводських, а також недостатнє дослідження цієї проблеми, тему дисертації! можна кваліфікувати як актуальну, яка направлена на вирішення значної науково-технічної задачі.

Раціонально вибрані режими та навантаження при обкатці дозволяють не тільки покращити припрацювання поверхонь тертя, що сприяє підвищенню надійності та довговічності, а й змінити тривалість обкатки та її рівень навантаження.

Програма обкаточних випробовувань значно відрізняється від заводської для ідентичних серій тепловозів, що ремонтуються в умовах депо. Основною причиною такого положення є невдосконалена технологія, відсутність єдиної науково-обґрунтованої методики визначення тривалості та механічного навантаження режимів обкатки дизель-генераторної установки і допоміжних агрегатів безпосередньо на тепловозі при проведенні реостатних випробовувань в умовах депо.

Дана робота присвячена вибору і обґрунтуванню обкаточних режимів тепловозних дизелів та допоміжного механічного обладнання при проведенні реостатних випробовувань в умовах депо, котрі б забезпечили якісний стан припрацювання поверхонь тертя, що необхідно для сприйняття експлуатаційних навантажень.

Для досягнення поставленої мети в роботі використовувався комплексний метод дослідження, що включає в себе:

- аналіз .закономірностей протікання процесу припрацювання;
- теоретичні основи для розробки математичної моделі розрахунку потужності механічних втрат вузлів тертя основного та допоміжного обладнання тепловозів при проведенні обкатки;
- методика визначення закономірностей зміни навантаження та крутильного моменту в процесі обкатки;
- визначення раціональної тривалості обкатки на ступінь припрацювання пар тертя;
- встановлення основних закономірностей впливу показників обкатки допоміжного обладнання на стан припрацювання дизеля при проведенні реостатних випробовувань тепловозів в умовах депо;
- оцінку степені припрацювання пар тертя в процесі експлуатаційних режимів навантаження;
- аналіз основних засобів та методів контролю припрацювання пар тертя.

Матеріали досліджень опрацьовувались за допомогою методів математичної статистики, теорії ймовірності, згладжування емпіричних даних, метода малих відхилень, визначення критеріїв подібності процесів. Теоретичні розрахунки проводились на персональних комп'ютерах.

Наукова новизна роботи полягає в розробленні:

- узагальненої методики визначення тривалості обкатки дизеля та допоміжного механічного обладнання тепловозів при проведенні реостатних випробовувань в умовах депо за основу якої прийнято визначення величини потужності механічних втрат при дотриманні необхідних закономірностей зміни навантаження та частоти обертання в період обкатки безпосередньо на тепловозі;

- методики визначення потужності механічних втрат тепловозного дизеля, в залежності від величини шорсткості шийок колінчатого валу;

- методики аналізу впливу основних закономірностей степені обкатки допоміжного механічного обладнання на тривалість обкатки дизеля безпосередньо на тепловозі та узагальнення тривалості проведення реостатних випробовувань в умовах локомотивного депо.

Практичне значення результатів дослідження полягає в підтвердженні можливості в умовах депо, при відсутності стаціонарного спеціалізованого стенду для обкатки дизель-генераторної установки, виконувати обкатку основного та допоміжного обладнання в процесі реостатних випробовувань, контролювати тривалість їх проведення, визначати раціональні режими навантаження, що особливого значення набуває при проведенні заводських видів ремонту в умовах депо.

Рівень реалізації роботи. Дана робота виконувалась на замовлення Служби локомотивного господарства Львівської залізниці. Дослідження проводились в локомотивному депо Львів-Захід Львівської залізниці, на серії тепловозів 2М62 та 2М62У. Над експериментальною партією локомотивів проводились реостатні випробовування по серійній програмі та опробовувалась прискорена програма після проведення заводського ремонту. За цими ж локомотивами встановлений

нагляд за станом припрацювання вузлів тертя основного та допоміжного обладнання тепловозів в процесі експлуатації.

Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідались на:

- науково-технічних конференціях та семінарах ХарДАЗТ, Харків 1996-1998 рр;
- технічних нарадах Служби локомотивного господарства Львівської залізниці 1997-1998 рр;
- нарадах локомотивного депо Львів-Захід Львівської залізниці.

Повністю дисертаційну роботу було докладено на розширеному засіданні кафедри ЕРРС 1998 р.

За темою дисертації опубліковано п'ять друкованих робіт.

Основні результати дисертаційні роботи отримані автором особисто. В публікаціях, опублікованих в співавторстві, автором запропонована розробка математичної моделі та проведені розрахунки, зроблена відповідна підбірка матеріалів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ РЕЖИМІВ ОБКАТОЧНИХ ВИПРОБОВУВАНЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Обкатка транспортних дизелів, як і більшість складних по своїй конструкції машин, тісно пов'язана з дослідженням по зношенню їх деталей та вузлів, коли необхідно, перш за все, оцінити вплив обкатки на характер та інтенсивність припрацювання вузлів тертя, що безпосередньо впливає на працездатність машин.

1.1. Механізм припрацювання пар тертя та вплив обкатки на експлуатаційний період роботи дизель-генераторної установки ---

При роботі взаєморухомих деталей їх поверхні, внаслідок наявності на них мікро- та макронерівностей, стикаються дискретно, тобто в окремих точках. Площа контактуючих поверхонь складає при цьому невелику долю сумарної площі поверхні. В процесі припрацювання деталей мікрогеометрія їх поверхні змінюється неоднаково. Під дією прикладених до них сил поверхні тертя в контактуючих точках частково руйнуються, а частково піддаються пружним деформаціям, тобто взаємодія між ними в площині їх дотику виражається тертям та зносом [11; 12].

Першими руйнуються і згладжуються мікронерівності більші по величині та ті, що сприймають в початковий момент припрацювання максимальне навантаження [70; 11]. Поступово мікронерівності згладжуються, площі прилягання поверхонь тертя збільшуються. В результаті цього сили тертя зменшуються. Якщо ж на площу контакту поверхонь діє збільшене навантаження, без попереднього згладжування нерівностей обкаткою, можлива поява пластичних деформацій зі значним руйнуванням поверхні деталей. В результаті цього мікронерівності не тільки не зменшуються, а навпаки збільшуються, появляються задири [76].

В початковий період припрацювання, зусилля від однієї деталі до іншої передаються через найбільш виступаючі нерівності. Внаслідок різноманітної величини цих нерівностей та питомих тисків в контактних точках, на одній і тій самій поверхні одночасно виникають умови сухого, граничного та рідинного тертя.

Сумарний опір переміщення взаєморухомих поверхонь F_T складається із величин опорів тертя в різних точках поверхонь:

$$S^T = T_{S_a} + T_{S_b} + T_{S_c} \quad (11)$$

де T_q - сила сухого тертя на сумарній площі S ;

T_{S_b} - сила граничного тертя на сумарній площі S_b ;

T_{S_c} - сила рідинного тертя на сумарній площі S_c ;

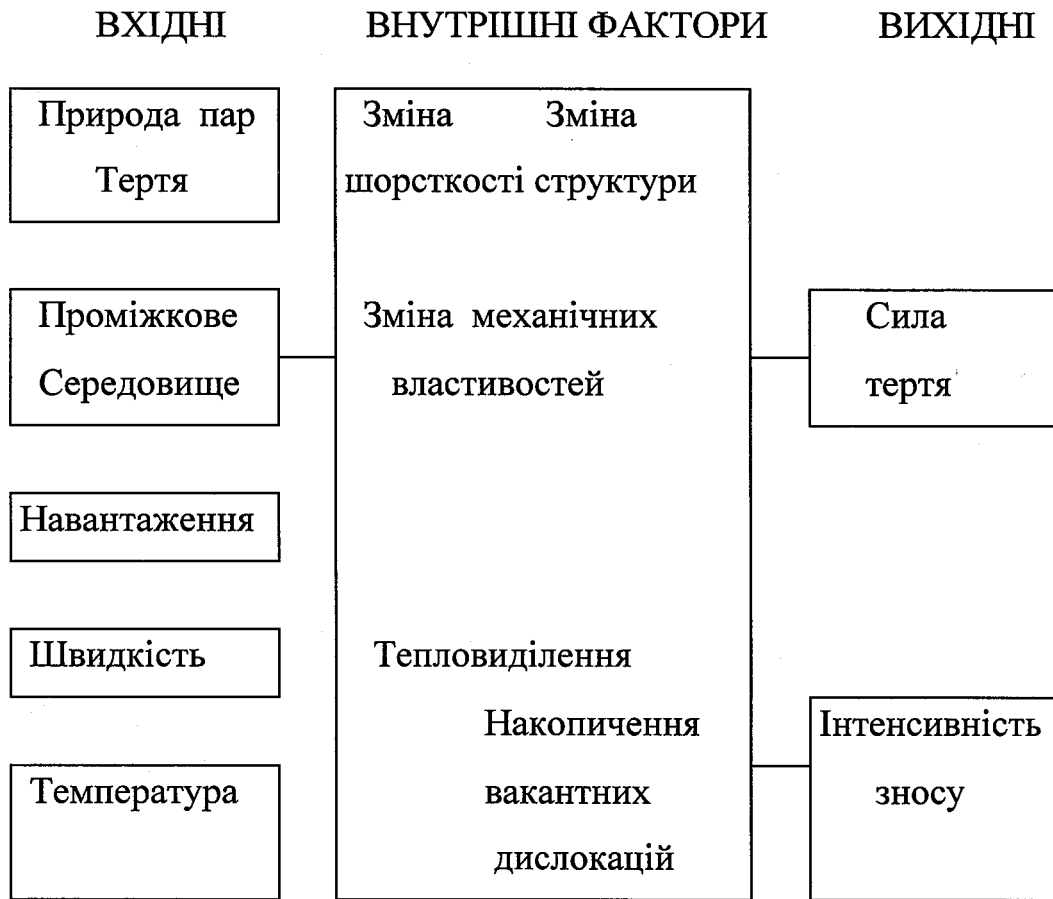
В процесі припрацювання площі змішаного контакту для сухого і граничного тертя зменшуються, а площі

рідинного тертя збільшуються. Сила рідинного тертя значно нижча сили граничного і сухого, тому перехід від сухого і граничного до рідинного практично на всій площині тертя в кінці обкатки веде до зниження сумарної сили тертя ξT , що очевидно буде супроводжуватись її стабілізацією, а це буде означати стабілізацію внутрішніх механічних втрат.

Основними показниками якості поверхні є мікрогеометрія, мікротвердість та мікроструктура пар тертя [13]. Перший період протікання обкатки, як правило, характеризується нелінійною зміною величини зносу в часі. Відповідно, можна передбачити, що зміна деяких вихідних параметрів дизеля буде мати також нелінійний характер. Таке протікання зносу є наслідком процесу припрацьовування з'єднань, що викликано зміною початкової нерівності поверхонь (процес мікроприпрацьовування) та збільшенням реальної площі контакту (процес макроприпрацьовування). З точки зору мікрогеометрії процес припрацьовування закінчується встановленням оптимальної величини нерівностей [10,11,12,14].

Проте з точки зору макрогеометрії процес припрацьовування пар тертя закінчується тільки тоді, коли при зношуванні перестане зростати приріст площі контакту за рахунок більш тіснішого дотику поверхонь. Початковий дотик не по всій номінальній поверхні проходить за рахунок неточності геометричної форми деталей з'єднання, початкової неточності їх постановки та деформації.

Взаємозв'язок та трансформація факторів тертя в процесі припрацювання приведено на рис 1.1. [16].



Рис' 1.1 Взаємозв'язок та трансформація факторів тертя в процесі припрацювання.

Дослідження, що проводились на деяких типах двигунів [64;77] показали, що довговічність в значній мірі залежить від якості проведення обкатки машин. Особливо це важливо для умов проведення деповського ремонту тепловозних дизелів, де на відміну від заводських , в більшості випадків, виконується не повна, а часткова переборка двигунів.

Встановлено, що проведення обкатки на правильно підібраних режимах, знижує зношення двигуна в експлуатації на 20-25% порівняно із зносом таких же двигунів, що проходили обкатку неоптимальним способом . У зв'язку з вище сказаним, питання про вибір раціональних режимів обкатки та тривалості двигунів в умовах депо є важливим як з точки зору якості роботи двигуна в експлуатації після ремонтів ПР-2 , ПР-3 та ПР-3У, так і вартості їх проведення [27].

1.2 . Критерії припрацювання та тривалість режимів обкатки

Період припрацювання, як небажане явище, варто скорочувати не тільки за рахунок призначення відповідних допусків на виготовлення та монтаж шляхом раціонального вибору конструктивної схеми та розміщення пар тертя, але й раціональних режимів обкатки по частоті, тривалості та навантаженню, котрі б в мінімальний час привели до повного припрацювання вузлів тертя двигуна.

Закінчення припрацювання оцінюють по наступних критеріях:

- 1) перехід на прямолінійну ділянку класичної кривої зношення (процес зношування) можна встановити по наявності заліза в мастилі;
- 2) мінімальна потужність на холостому ході двигуна;
- 3) стабілізація моменту тертя та температури;

- 4) найбільш ефективна потужність двигуна при заданій частоті обертання;
- 5) досягнення заданої степені прилягання контактуючих поверхонь.

До показників якості припрацювання відносяться прилягання та шорсткість поверхонь тертя [11 ;6]. У добре припрацьованих двигунах фактична поверхня прилягання поршньових кілець і підшипників складає 80-90 % від геометричних. При правильно проведеній обкатці колір шийок колінчатих валів повинен бути світло-сірим (матовим).

Показники припрацювання поверхонь тертя визначають підрахунком величини зміни чистоти поверхні (мкм) за формулою.

$$-(S_x - S_y) = \pm k \quad (1.2)$$

п

де п - число точок виміру однойменних поясів або зон на одних і тих же поверхнях;

$Z_x; E_y$ - відповідно сума значень чистоти однойменних поверхонь в декількох точках до припрацювання і після нього;

k - середня величина зміни ("+" покращення і " - " погіршення чистоти поверхні за період обкатки).

Вихідну шорсткість циліндрової втулки і поршньового кільця В.А.Владіміров [71] рекомендує розраховувати виходячи із обов'язкової умови:

$$\frac{N_t}{[N]} \approx 1$$

де N_t - фактичне зношення поверхонь тертя кільця

і втулки за час " t ", м;

$[N]$ - сумарне необхідне припрацьоване зношення, м.

Необхідне припрацьоване зношення першого компресійного поршньового кільця визначається:

$$[N] = 10^{-5}(1 + 8D) \quad ,\text{м} \quad (1.4)$$

де D - внутрішній діаметр втулки циліндра;

Q - овальність втулки фактична;

Q_n - овальність втулки номінальна.

Аналіз формули (1.4) і експериментальне дослідження тепловозних дизелів [73] показують, що макроприпрацьоване зношення в експлуатації в першому наближенні можна розрахувати по даній залежності, так як відношення Q / Q_n являє собою спотворення геометрії втулки при її виготовленні та монтажі. Мікроприпрацьоване зношення, що є метою обкатки, можна визначати за дещо видозміненою формулою:

$$[N] = 10^{-5}(1 + 8D) \quad ,\text{м} \quad (1.5)$$

Визначене за формулою (1.4) необхідне припрацьоване зношення поршньового кільця для дизеля 14Д40 складає $[N] = 0.55$ мм, а за формулою (1.5) $[N] = 0.26$ мм, що дуже близько до реального зношення кільця по зовнішньому діаметру.

Критерії початкового зношення або припрацювання можна подати, як зміну деяких вихідних показників до порівняно стабільних значень по відношенню до часу, що затрачається на цей процес при певних режимах обкатки двигунів та інших рівних умов. Такими показниками можуть бути, наприклад [3] чистота поверхні R_a , потужність механічних втрат N , угар мастила G_m пропуск газів V_r , пусковачастота обертів колінчатого валу n , зазор в з'єднанні 5 і ряд інших.

Тоді критерії припрацювання приймають вид:

$$A_v \quad A_n \quad A_G \quad \frac{AN}{A_5} \quad (1-6)$$

г. $\frac{m}{\tau \tau \tau} - \frac{m}{-}$

де A - зміна параметра від вихідних значень до значень після припрацювання.

При використанні степені концентрації металічних домішок в мастилі та побудові "лінії зношення" критерієм припрацьованості двигуна є умовна зносостійкість $I/tg\alpha$, де α - кут нахилу прямої частини лінії зношення до осі абсцис.

Досить об'єктивним критерієм початкового зношення є також досягнення оптимальних зазорів S_{opt} в з'єднаннях у порівнянні з ВИХІДНИМИ S_{vyx} .

$$K = \frac{S_{opt} - S_{vyx}}{S_{vyx}}$$

або $K = \frac{S_{opt}}{S_{vyx}}$

З точки зору І.Б.Гурвіча [3] за основу розрахунку зношення в процесі припрацювання варто приймати його взаємозв'язок з тертям деталей двигуна. На рисунку 1.2 графічно представлено відрізок класичної кривої зношення (а), кривої падіння потужності тертя (б) та кривої змінення частоти обертів, що приведена до середньої швидкості поршня при обкатці двигуна на холостому ході (в).

Взаємозв'язок цих кривих зумовлений загальним вихідним показником припрацювання - зниженням тертя між поверхнями з'єднаних деталей. На діаграмах: $i_{r\Gamma}$ - зношення, $T_{r\Gamma}$ - час, L - робота тертя, s - шлях тертя, n - припрацювання.

Із графіка (а): $i_{r\Gamma} = T_{r\Gamma} \tan a$, де $\tan a$ характеризує ряд факторів, що при інших рівних умовах, впливають на початкове зношення-тиск тертя, швидкість пересування деталей та шлях тертя.

Із графіка (б): площа під кривою виражає роботу сил тертя в процесі припрацювання, тобто:

$$L^* = \int_0^{T_{r\Gamma}} f N \tau_{tr} dT_{r\Gamma} \quad (1-7)$$

Із графіка (в): площа під кривою середньої швидкості поршня виражає шлях тертя S деталей припрацьованого дизеля

$$S_{tr} = \int_0^{T_{r\Gamma}} v_n^{*tr} dt \quad (1.8)$$

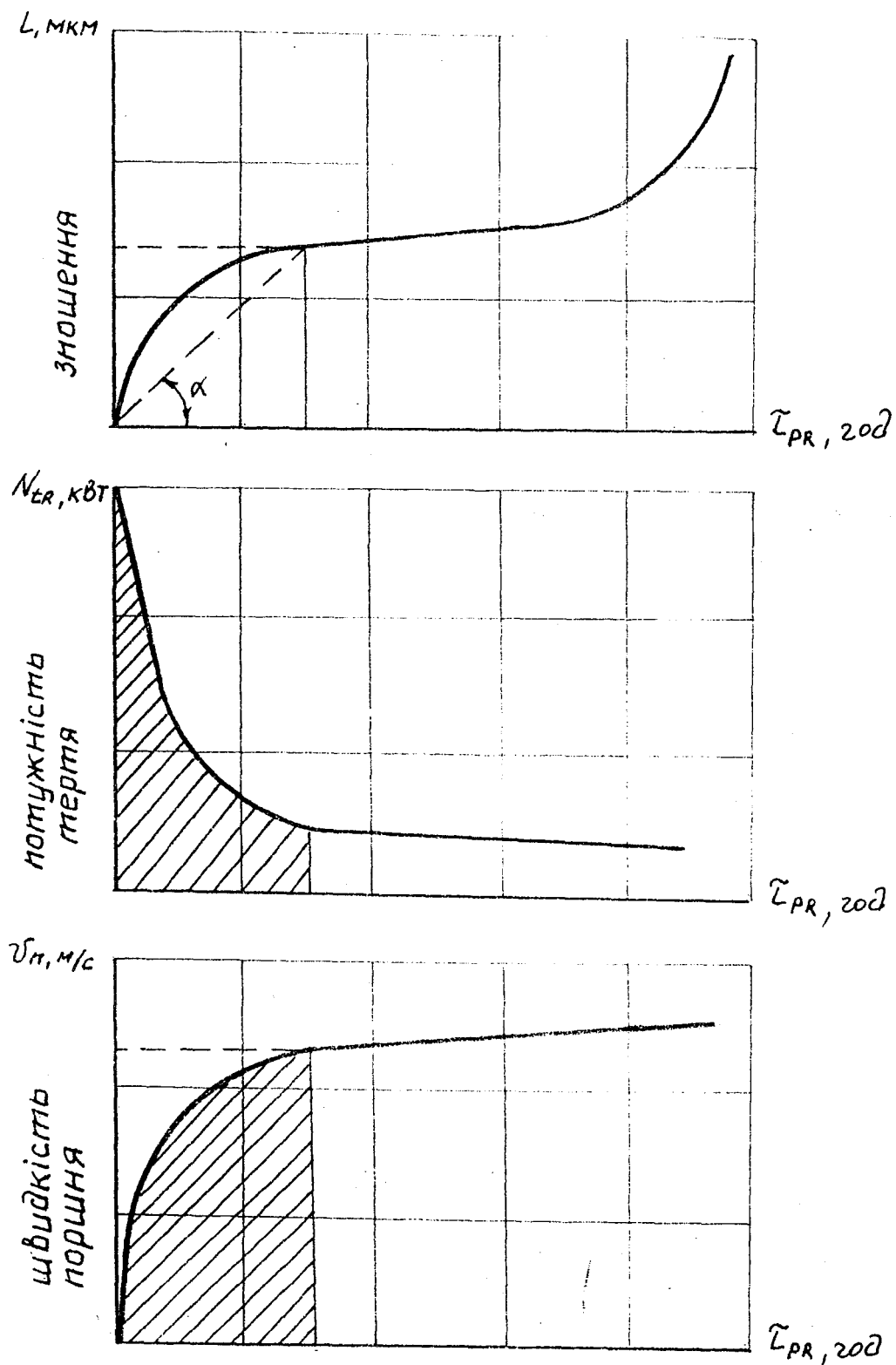


Рис- / 2. Взаємозв'язок тертя поверхонь із припрацюванням деталей двигуна.

Графіки (б) і (в) розкривають суть явищ, що проходять в процесі припрацювання та дають можливість визначити лінійну та вагову інтенсивність зношування за допомогою виразів:

$$I_j^r = \frac{AG_{pr}}{v_n \cdot A_a} \quad (1.9)$$

де Ah - товщина зношеного шару під час припрацювання;

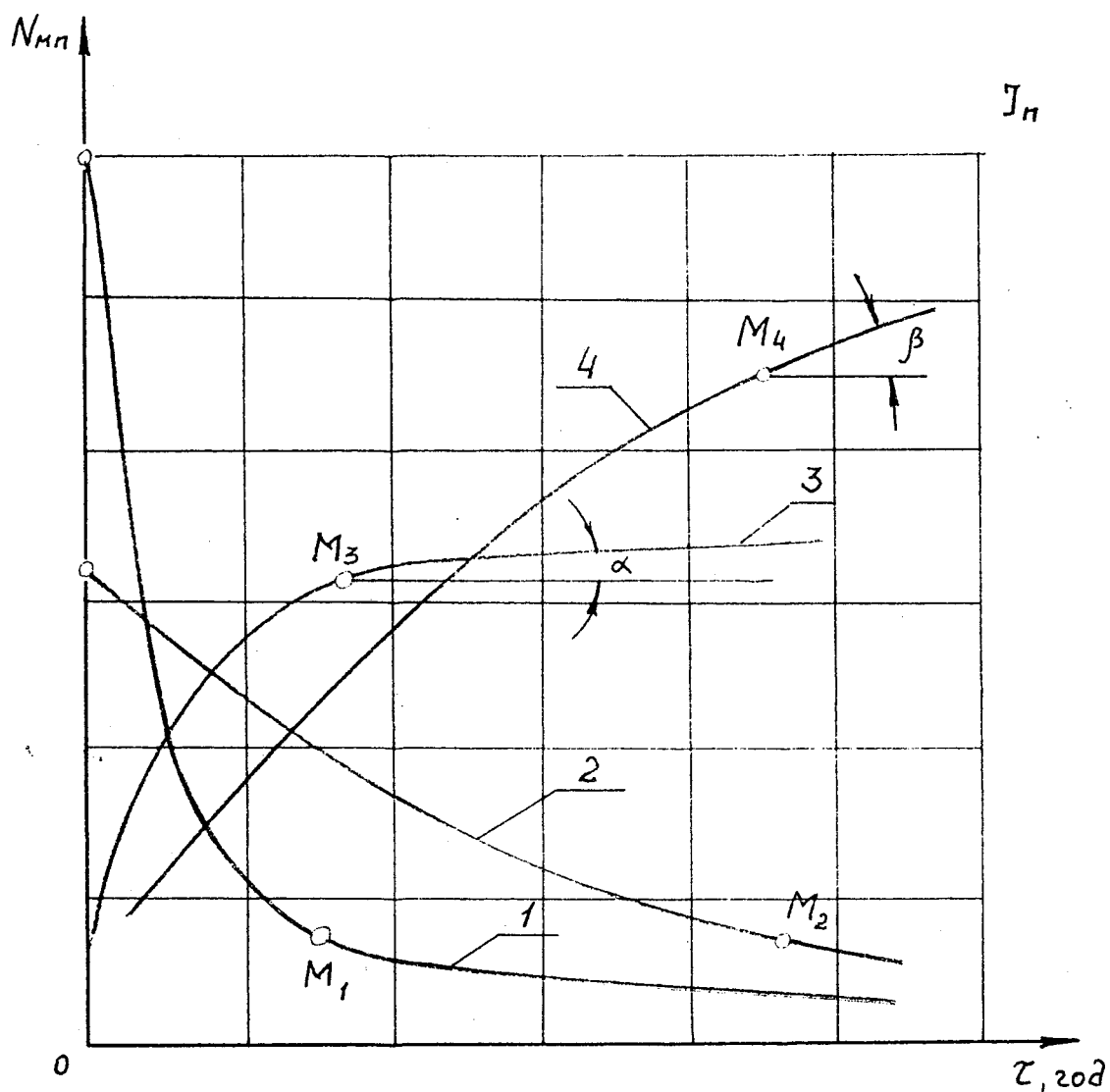
v_n - швидкість поршня;

AG_{pr} - вага зношеного матеріалу під час припрацювання;

A_a - номінальна площа тертя.

Показники припрацювання деталей тертя можуть змінюватись в двох напрямках (рисунок 1.3) [4]. Зміна роботи тертя та зносу можуть проходити з великими затратами енергії на початку (крива 1) та меншими її витратами при закінченні (після точки M1) припрацювання. Крива 2 характеризується порівняно невеликою затратою енергії в початковий період припрацювання та збільшення її витрат в кінці процесу (після точки M2).

Крива 3 характеризує відносно швидке зношення на початку припрацювання та швидку його стабілізацію, що вказує на момент його закінчення (точка M3). Динаміка стаціонарного зношування після припрацювання оцінюється $tg \alpha$. Кривою 4, з пологою характеристикою, показано повільний темп зносу поверхонь тертя. В цьому випадку



1 і 2 - робота або потужність тертя $N, £$,

3 і 4 - динаміка зносу J_n

Рис. / 3 йоказники припрацювання деталей тертя.

момент закінчення припрацювання (точка М4) збільшується, а динаміка зносу характеризується $\text{tg } \alpha$.

Криві 1 і 3 показують інтенсивне та якісне припрацювання з наступною стабілізацією потужності тертя та зношення на встановленому режимі. Криві 2 і 4 показують погане початкове припрацювання із збільшеним зносом, а також більш тривалий час настання моменту стабілізації зносу та роботи тертя при встановленому режимі.

Закінчення припрацювання на кожному режимі характеризується стабілізацією швидкості зношення, температури поверхонь пар тертя та механічних втрат в двигуні. Вказані основні признаки можна визначити різноманітними способами але виходячи із умов депо, найбільш придатними є наступні: спектральний аналіз мастила; визначення механічних втрат методом " вибігу визначення механічних втрат методом прокрутки непрацюючого дизеля від стороннього джерела.

Ці методи забезпечують достатню точність вимірювання і в комплексі з додатковими показниками дають достовірну оцінку протікання процесу припрацювання основного та допоміжного обладнання тепловозів в умовах депо.

1.3. Вплив режимів обкатки на припрацювання пар тертя

Робота тепловозного дизеля по генераторній характеристиці пов'язана із зміною частоти обертання колінчатого валу і потужності дизеля, тобто зміною навантаження і

швидкості ковзання пар тертя. Вони впливають, в свою чергу, на умови роботи з'єднань внаслідок зміни теплового стану деталей, питомих тисків і режиму змащування. [18].

Обкатка двигуна повинна передбачати встановлення таких режимів по частоті обертання, тривалості та потужності, котрі б за мінімальний час привели до повного припрацювання вузлів тертя двигуна [15].

1.3.1. Основні фактори, що впливають на режим обкатки

Тривалість обкатки визначається початковою шорскістю поверхні тертя, точністю обробки деталей та їх збиранням, матеріалом виготовлення деталей найбільш напружених пар тертя та залежить від експлуатаційних режимів роботи машини, а також від режимів обкатки і від властивостей мастильного матеріалу [54].

Під режимом обкатки розуміють послідовність та тривалість навантаження машини при відповідних швидкісних режимах [24]. Обкатку машини починають з холостого ходу на малих швидкостях. Холостий хід використовують також для перевірки справності всіх пристроїв та систем. Якщо при експлуатації машини деякі вузли тертя працюють при підвищених температурах, то при обкатці повинен бути етап, котрий відповідав би такому тепловому режиму двигуна.

Різні варіанти режимів обкатки пов'язані із різноманітною їх тривалістю і дають неоднакову величину первинного зносу (зносу припрацювання). В результаті обкатки можуть відбуватись деякі зміни фізико-механічних властивостей матеріалу поверхневого шару пар тертя внаслідок їх припрацювання [79].

Рациональний варіант режиму обкатки машини повинен задовільняти вимоги найменшого первинного зносу поверхонь тертя, мінімальних затрат часу і засобів. В процесі припрацювання поверхонь площі фактичного контакту безперервно збільшуються. Збільшення площі контакту знижує питомі тиски і для нормального протікання процесу припрацювання необхідно збільшувати навантаження.

Режим обкатки не можна розглядати ізольовано від використання для припрацювання пар тертя мастил і палива [80;81]. Властивості мастильного матеріалу при обкатці, як при любому режимі тертя змащених поверхонь мають суттєві значення. Низьков'язкі мастила, проникаючи через вузькі щілини краще, ніж пластичні відводять тепло від поверхні тертя, краще змивають з робочих поверхонь продукти зносу. Фільтрація таких мастил та видалення з них забруднень значно полегшені [81; 82].

1.3.2. Вплив навантажуючих та швидкісних режимів на припрацювання пар тертя

Основну роль при обкатці мають режими роботи двигуна [15]. Досліджуючи вплив навантаження при постійному і змінному швидкісних режимах на зношення поршньового кільця і зміну середнього ефективного тиску P_e дизеля 2Д100 [7] встановлено, що при змінному швидкісному режимі обидва параметри значно вищі, ніж при постійному. Відповідно, змінний швидкісний режим є більш переважаючим і при розробці програми обкатки двигуна необхідно виконувати умови збільшення навантаження із зміною частоти обертів від мінімальних до максимальних значень.

Робота сил тертя на один цикл роботи двигуна, мало залежить від навантаження на двигун [19] (див. рис, . . : 1.4). Сила тертя значно зростає від зміни частоти Обертів (див. рис; 1.4а) і практично не змінюється при збільшенні навантаження (див. ріс, . 1.4б).

В підтвердження того, що потужність механічних опорів або сила тертя більше залежать від зміни частоти обертів, ніж від навантаження свідчить робота автора Цзянь Ся та інших [20]. Із графіка (див. рисунок 1.5) видно що із збільшенням частоти обертання двигуна ($N_e = 7,36$ кВт, $n = 1700$ об/хв, $S/D = 9,5/11,5$), потужність тертя значно збільшується, як при навантаженні, так і при холостому ході. Як видно (див. рис, 1.6), при однаковій частоті обертання і різному навантаженні сила тертя під час ходу впуску і випуску суттєво не

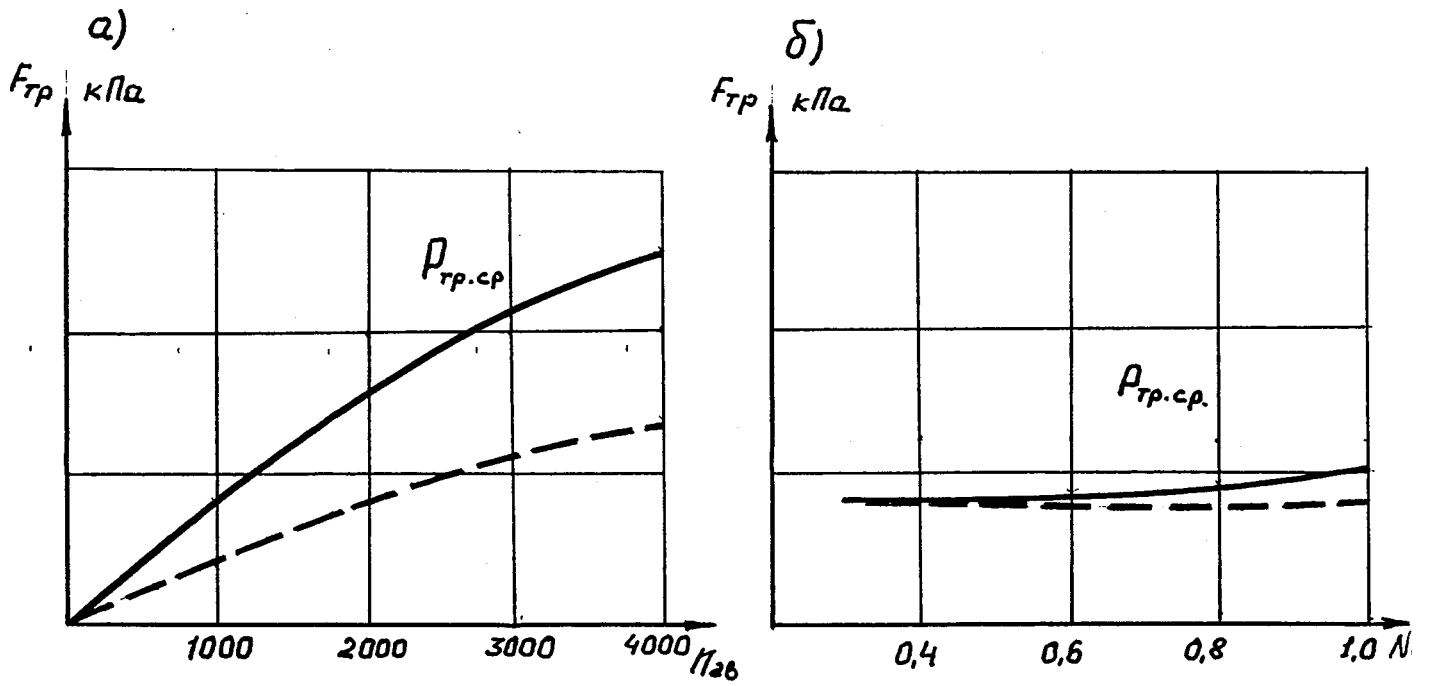
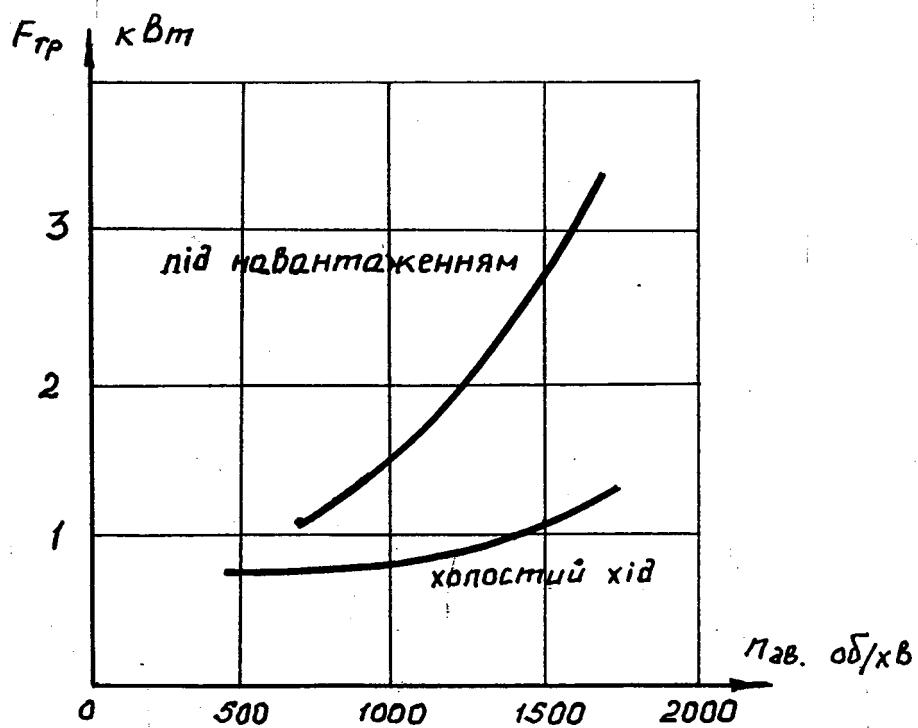


Рис 1.4 Залежність сил тертя від частоти обертанні та навантаження.



Рис^ 1.5 Залежність сил тертя від частоти обертання.

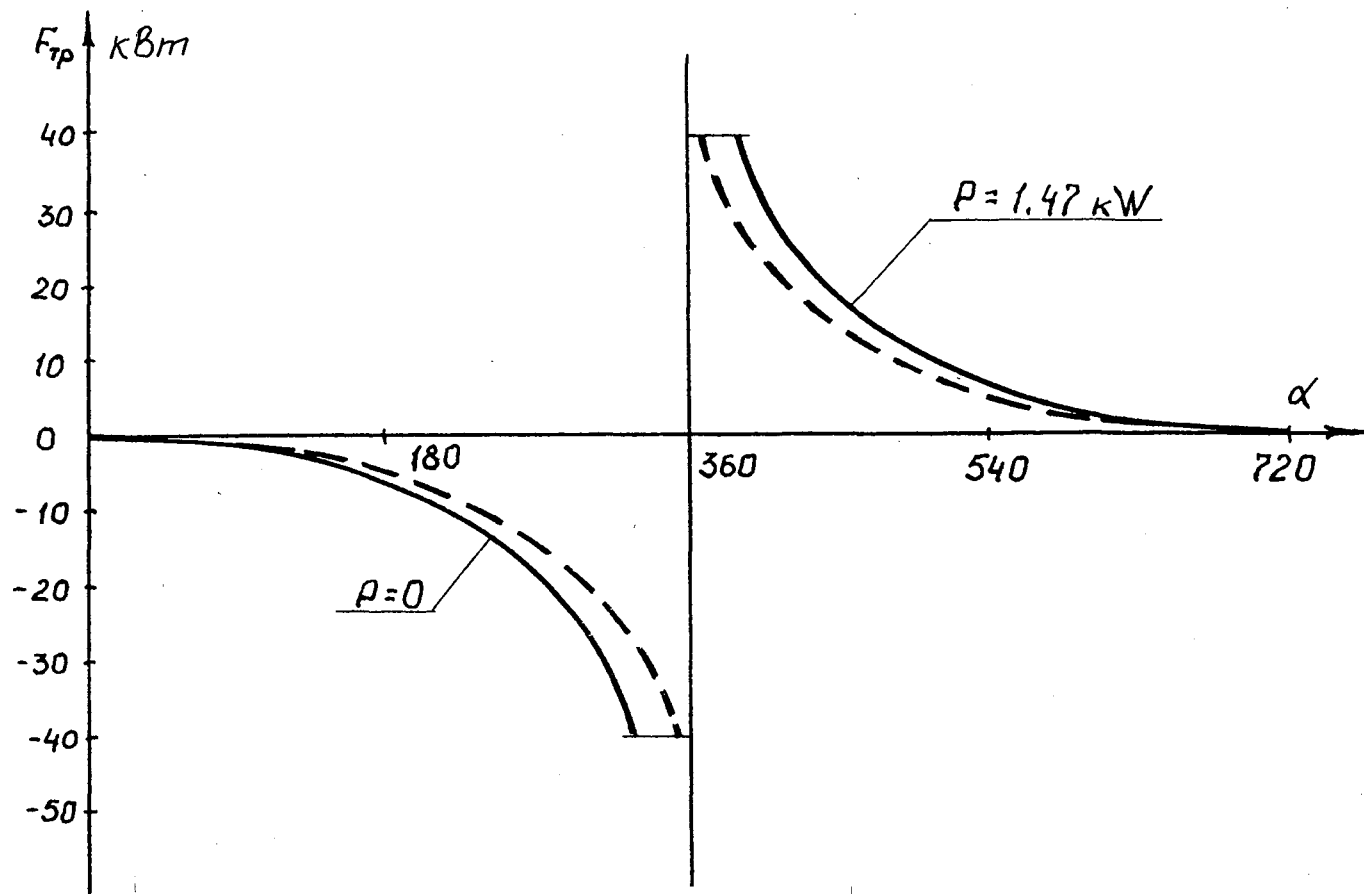


Рис. 1.6 Зміна сили тертя в залежності від зміни навантаження.

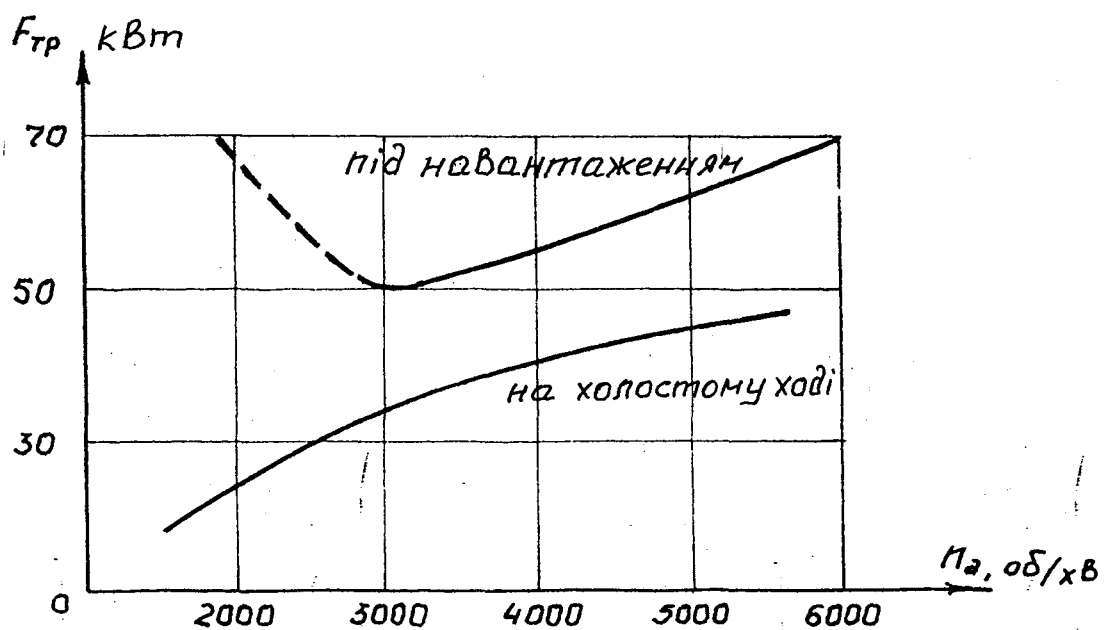


Рис. 1.7 Вплив частоти обертання на силу тертя.

змінюється, а під час ходу стискування і розширення при високому навантаженні сила тертя лише незначно збільшується. Це ж положення підтверджується в роботі [21] при випробовуванні швидкісних двигунів (див.рис, 1.7).

Із гідродинамічної теорії змащування [22] слідує, що для нормальної роботи пари тертя мінімальна товщина масляного шару в з'єднанні "шийка вала - підшипник" повинна бути більше суми величини шорсткості їх поверхонь, тобто

$$h_{\min} \sim \frac{5_v + 5_p}{A} \quad (1.10)$$

де h_{\min} - мінімальна товщина масляного шару, мм;

$5_v; 5_p$ - величина мікронерівностей валу і підшипника,

мм;

A - коефіцієнт надійності ($2 < A < 10$).

Мінімальна товщина масляного шару може бути визначена із наступної залежності:

$$h_{\min} = \frac{a^2 \cdot \pi \cdot \Gamma}{18,36 N S c} \quad (1-11)$$

де d - діаметр шийки вала, м;

Γ - абсолютна в'язкість мастила, нс/м ;

π - частота обертання, с⁻¹;

N - навантаження на шийку вала, Н;

S - діаметральний зазор, м.

де l - довжина підшипника, м.

Величини d, S, c можна прийняти незмінними, тоді значення решти величин будуть впливати на товщину масляної плівки. Для запобігання надмірного зносу або заїдання пар тертя, в період припрацювання, згідно умови (1.10) важливо підтримувати певні значення величини. Із формули (1.11) слідує, що не можна задавати великих навантажень значенню N , тому що збільшення N веде до зниження h , наближенню і можливого заїданию поверхонь тертя.

Одночасне збільшення N і p здавалось би могло привести до збільшення h_{min} , однак, як відмічає В.І.Казанцев [23], при збільшенні p зростають відцентрові сили, при кот-

(1) p і N . Тому збільшення N і p може не тільки не збільшити відношення h^* , але навіть зменшити. Крім того, з ростом частоти обертання, різко зростає температура

(2) p і N , що призводить до зниження в'язкості мастила і зниження h_{min} до небезпечних меж.

Недопустимим є і перевантаження з'єднання зменшенням частоти обертання колінчатого валу, так як в даному випадку p , зменшуючись, може привести до сухого тертя. Малі значення тиску N при високих обертах, також небажані, оскільки такий режим приводить до надмірного згладжування поверхні тертя, що негативно впливає на якість припрацювання і необгрунтовано збільшує тривалість обкатки [24,30].

1.3.3. Способи прикладання навантаження та зміни частоти обертання в період обкатки дизеля —

Більшість дослідників [11,59,68,69] рахують за необхідне плавно збільшувати середнє навантаження в процесі припрацювання двигунів, що повинно здійснюватись невеликими ступенями. Досліджуючи властивості підшипникових сплавів в процесі припрацювання Н.А.Буше відзначає [47;77;54;], що загальна навантажувальна властивість з'єднання $q_{заг}$ характеризується мінімальним тиском (тобто навантаження сприймається контурною поверхнею контакта), який відповідає початку заїданню поверхонь тертя:

$$Q \text{ заг } q \text{ загі}$$

Підшипникові сплави мають такі властивості, при яких зростання зовнішніх дій навантаження на сполучення з низькою початковою навантажувальною здатністю тягне за собою підвищення її до максимально допустимого рівня (див.рис_ 1.8). При цьому припрацювання на і-ій ступені рівня діючої напруги супроводжується плавним зростанням q_j сполучення з поступовим зниженням її росту.

Збільшення q загі забезпечує можливість чергового підвищення q і гарантує відсутність заїдань під час роботи пар тертя з навантаженням припрацювання, що незначно перевищує значення q_j .

Підвищення $q_{заг}$ за рахунок припрацювання полягає в придбанні з'єднанням додаткової складової q (див.рис.

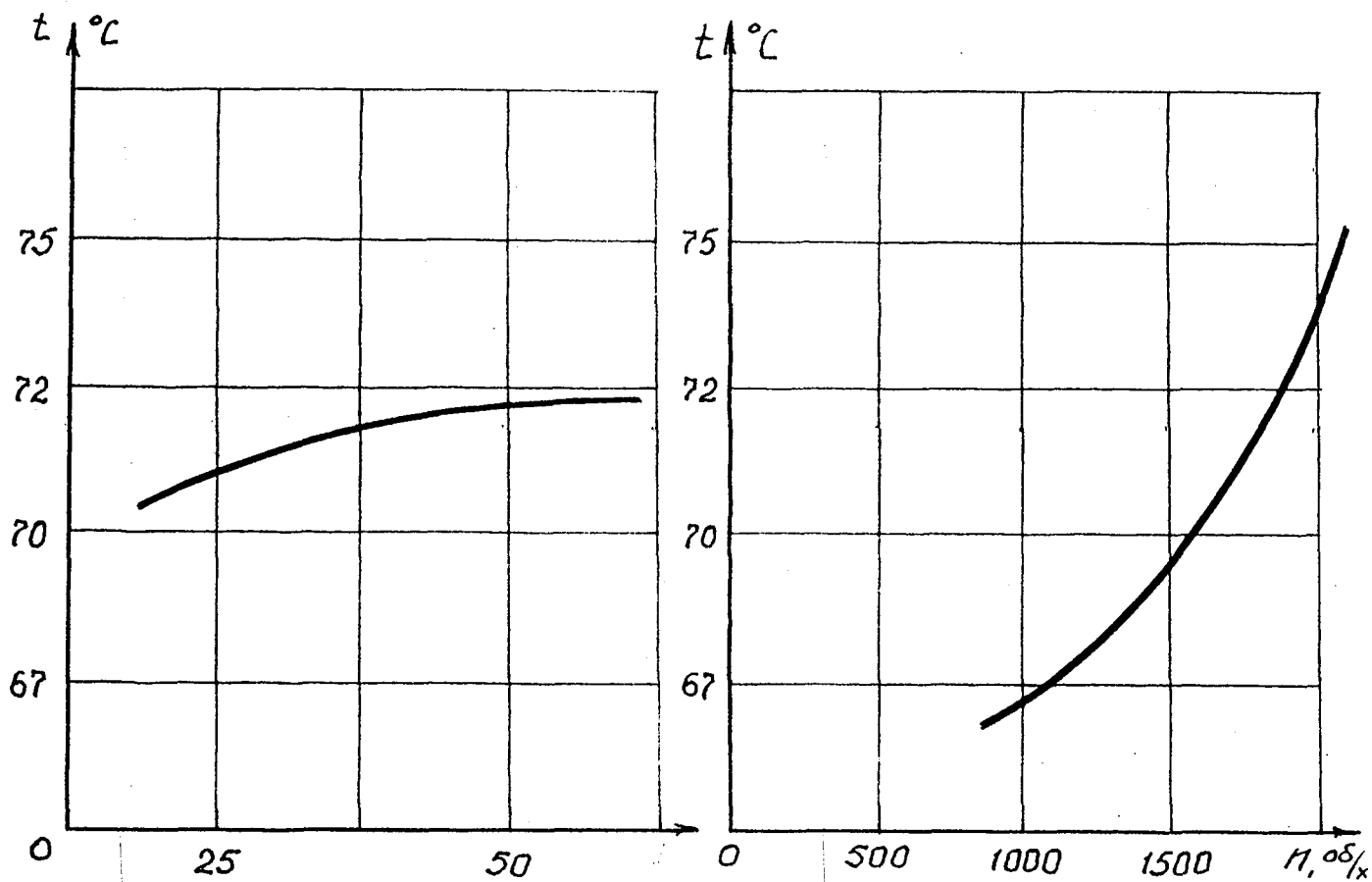
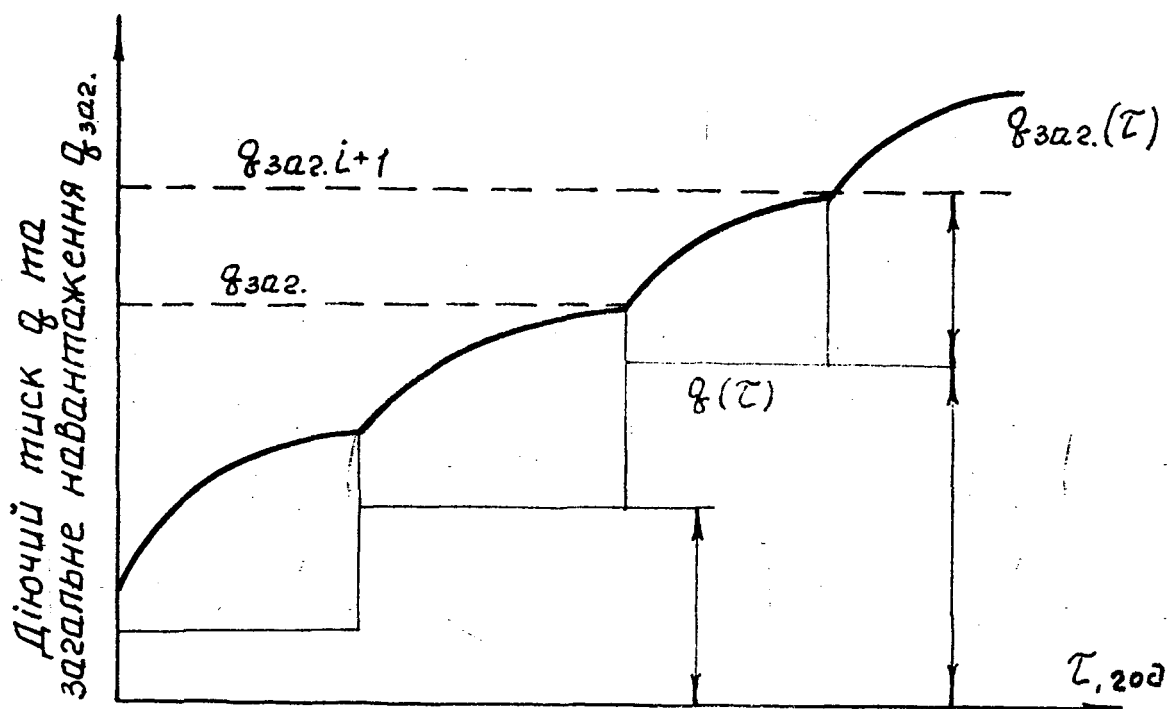


Рис. 1.8. Вплив навантаження та частоти обертання на температуру підшипника



Рис

Зміна загальної навантажуючої здатності підшипників ковзання при припрацюванні в режимі ступеневого росту навантаження.

1.9), характеризує запас тиску до початку заїдань, від правильно проведеної обкатки на етапі припрацювання.

Для проведення правильної обкатки тепловозного дизеля з режимами навантаження, близькими до критичних, необхідно забезпечити приріст навантаження від режиму до режиму з дотриманням умови $LP_{i+1} < AP_j$, а зміна відносного приросту крутящего моменту від навантаження $AM^i / AM_{kj} = f(P)$ повинна проходити по гіперболоїчній залежності [60].

Цієї закономірності необхідно дотримуватись при призначенні режимів обкатки по парі тертя "шатунний підшипник - шийка колінчатого валу", що є найбільш навантаженою парою в циліндро-поршньовій групі дизеля.

1.4. Необхідність підвищення вимог та вдосконалення обкаточних випробовувань енергетичних установок в умовах депо

Недооцінка та складність проблеми обкатки тепловозних дизелів в умовах депо, на сьогоднішній день, обумовлена відставанням виробничого процесу від всезростаючих вимог до підвищення працездатності тепловозів, особливо в період їх експлуатації після деповських видів ремонту. Обкатка відремонтованих двигунів в умовах депо є обов'язковою технологічною операцією. Поверхні тертя деталей з'єднання заново зібраного двигуна не можуть відразу

сприймати і передавати експлуатаційні навантаження, так як вони мають нерівності, отримані при механічній обробці, неточності, допущені при збиранні та монтажі.

Процес припрацювання поверхонь тертя, на даний момент, розглядається не тільки як процес чисто механічного зрізання нерівностей, що призводить до збільшення площі фактичного контакту. Припрацювання є результатом складних механічних, фізичних та хімічних дій на поверхню тертя, що безперервно змінюються і обумовлюють характер тертя і зношення.

Значний інтерес дослідників викликають питання, пов'язані з використанням в якості припрацьованих присадок до мастил неактивних речовин із складною будовою (колоїдний графіт, дисульфід молібдена), котрі зменшують можливість виникнення задирів шляхом механічного зниження сил тертя. Незважаючи на окремі позитивні результати [26], більшість дослідників прийшли до висновку, що використання вказаних речовин тільки зміщує по часу процес припрацювання, так як заповнення мікронерівностей частинами графіту або дисульфиду молібдена створює лише видимість завершення припрацювання (стабілізація коефіцієнту тертя), а після заміни мастила на сорта, що використовуються в експлуатації, проходить повторне припрацювання [27].

Більшість вітчизняних та зарубіжних дослідників рахують, що загальна тривалість припрацювання двигунів визначається, в основному, тривалістю припрацювання поршньових кілець (в першу чергу верхніх компресійних) [71 ;15;83;84]. То-

му за останні роки більше уваги приділяється методам прискореного припрацювання деталей циліндро-поршнєвої групи, що дуже актуально в умовах локомотивного депо.

Обкатка тепловозних двигунів в умовах депо має ряд особливостей: проводиться сумісно із допоміжним обладнанням тепловоза, що суттєво ускладнює контроль за ходом обкатки; проводиться велика кількість ремонтів по частковій заміні деталей двигуна особливо непланових, що також потребує обкатки; в умовах депо відсутній стенд для обкатки дизелів після ремонту.

Для визначення тривалості припрацювання тепловозних дизелів в умовах депо широке застосування знайшло ком-плексне виристання різноманітних методів оцінки якості та тривалості припрацювання по наступних параметрах: по зміні потужності механічних втрат; по динаміці зміни концентрації продуктів зносу в мастилі; по параметрах робочого процесу дизеля при заданих частотах обертання колінчатого валу та потужності головного генератора; по витраті палива на одиницю часу при холостому ході.

Роботи по вдосконаленню обкатки тепловозного дизеля після заводського ремонту проводились і раніше, але вони не розглядали можливість обкатки енергетичної установки при відсутності спеціалізованого стенду і вплив на обкатку двигуна допоміжного механічного обладнання при сумісній роботі на реостатних випробовуваннях безпосередньо на локомотиві. Це актуально на даний момент, оскільки реструктуризація транспорту передбачає проведення об'ємів за-

водських ремонтів (ПР-ЗУ) в умовах депо, для чого необхідно встановити основні закономірності процесів протікання обкатки основного та допоміжного обладнання тепловозів.

Скорочена обкатка дизеля в порівнянні із серійною забезпечує формування поверхневого шару деталей, що припрацьовуються, з показниками шорсткості та мікротвердості більш близькими до експлуатаційних. Таким чином, вирішивши задачу по визначенню раціонального часу припрацювання пар тертя ДВЗ, ми маємо можливість з достовірною точністю визначити тривалість їх обкатки після ремонту, що в свою чергу приведе до економії енергетичних ресурсів, підвищить надійність роботи тепловозів в період експлуатації.

ВИСНОВКИ

1. Найбільш ефективно процес припрацювання деталей тертя тепловозних дизелів проходить при режимах навантаження близьких до критичних, що забезпечує мінімальні затрати енергії.

2. Для проведення правильної обкатки тепловозного дизеля необхідно забезпечити приріст навантаження від режиму до режиму з дотриманням умови $A P_j + i < A P$; , а зміна відносного приросту крутильного моменту від навантаження $AM_K / AM_{ki} = f(P)$ повинна змінюватися по гіперболоїчній залежності.

3. Переважаючим режимом при обкатці тепловозних дизелів в умовах депо є швидкісний режим навантаження.

РОЗДІЛ 2

МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ ОБКАТКИ ТЕПЛОВИЗНИХ ДИЗЕЛІВ В УМОВАХ ДЕПО

Загальний прояв процесу припрацювання характеризується зменшенням роботи тертя, температури та інтенсивності зношення. Тривалість стабілізації контролюючих показників залежить як від фізичної суті процесів, що проходять при припрацюванні, так і від чутливості відповідних методів контролю. Тому визначення оціночних показників припрацювання є найбільш складною та трудоміскою задачею [28] при встановленні найменшої тривалості обкатки.

2.1. Методики визначення раціональних режимів обкатки двигунів

Для оцінки тривалості періоду обкатки двигуна і виявлення основних факторів, що впливають на нього, існують різні методи розрахунку та випробовування.

2.1.1. Визначення потужності механічних втрат розрахунковим методом

Цей метод полягає в тому, що час припрацювання окремих сполучених пар можна визначити аналітичним шляхом. Знаючи час припрацювання кожної сполученої пари,

можна визначити час припрацювання всього транспортного двигуна внутрішнього згорання.

Розрахунок часу обкатки однієї із пар тертя транспортного дизеля можна визначити на прикладі макроприпрацювання поступово рухомих пар гільза-кільце [71].

Неповне початкове прилягання поверхонь (рис, 2.1.) може мати місце через деформацію кільця від навантаження, під дією теплового впливу, а також в результаті неточностей виготовлення. Можна рахувати, що вертикальні поверхні прямолінійні і їх відхилення характеризуються кутом α . На рис[^] 2.1. показана проміжкова стадія зношування, коли в контакті знаходиться ділянка поршньового кільця H_1 і гільза циліндра H .

Ділянка $H_1 < H_0$ контакту зростає по мірі зношення.

При $H_1 = H_0$ процес макроприпрацювання для поршньового кільця закінчиться.

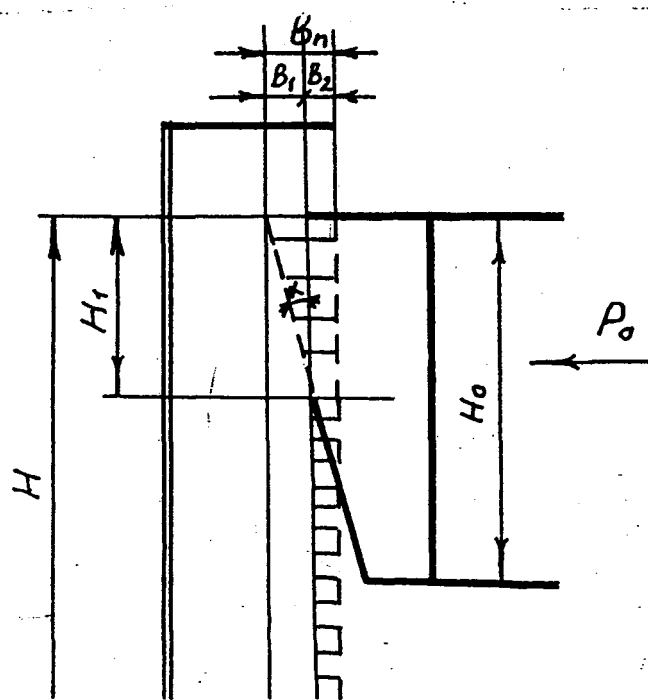


Рис. .2.1. Схема припрацювання пари гільза-кільце.

Розгляд області взаємного втілення і епюр зношення сполучених тіл показує, що

$$b_j = H_q t g_a, \text{ а } b_n = H_o t g_{cc} \quad (2.1.)$$

де b_j - зношення сполучення кільця в процесі макроприпрацьовування;

B_n - величина припрацьованого зносу кільця.

При $b_i = B_n$ процес макроприпрацьовування закінчується.

Протікання процесу макроприпрацьовування залежить від законів зношення, які повинні бути написані в диференціальній формі, оскільки тиск є функцією зношення.

Так, для пари гільза-кільце при лінійному зношенні від сили тиску P_c і швидкості v_n закон зношення прийме вигляд;

$$db = (k_1 + k_2) P_c v_n dt \quad (2.2.)$$

де k_1, k_2 - коефіцієнт зношування для гільзи,

кільця відповідно;

P_c - сила тиску кільця на стінку гільзи;

v_n - швидкість поршня;

t - час зношування.

$$P_c = P_m + P_y \quad (2.3.)$$

де P_m - максимальний тиск в закільцьованому просторі;

P_y - внутрішні сили пружності кільця.

$$P_{щ} = n(P_z - 1) \quad (2.4.)$$

де n - доля від тиску газів в циліндрі в даній

закільцевій канавці поршня (для першого кільця $\pi = 0,8$ другого $\pi = 0,2$ і третього $\pi = 0,08$);

P_z - максимальний тиск згоряння в циліндрі.

$$P_y = 4 \frac{M}{r} \left(\frac{y}{d} \right)^{0,7} \quad (2.5.)$$

де M - згинаючий момент;

y - поточний кут;

r - радіус кільця.

$$M = \frac{E J_0}{r} \left(\frac{y}{d} \right)^4 \quad (2-6.)$$

де $J_0 = \frac{a b^3}{12}$ - момент інерції поперечного перерізу

кільця;

E - модуль пружності;

δ - радіальна деформація.

Зношення кільця на величину δ_n вплине як на зміну моменту інерції, так і на зменшення степені деформації кільця

$$\frac{b(a-b-\delta_n)^3}{12} \quad \delta = j \delta_n \quad (2.7.)$$

Підставляючи в рівняння зношення значення P_c і інтегруючи його отримаємо для кільця

$$t_l = \frac{H_0}{k} \int \frac{f h dh}{v \rho v \tau d n J b_n db} \sim \delta_n \quad (2-8.)$$

Таким чином, зношення нелінійно змінюється по часі, підпорядковуючись в даному випадку залежності

$$b_n = J | \quad (2.9.)$$

де c - константа, отримана з попереднього рівняння.

Тривалість періода макроприпрацьовування кільця можна визначити з $b = b_n = Hgtgsc$

$$t_k = \frac{7id_k}{HQtoc} \quad (2.10.)$$

де d_k - зовнішній діаметр кільця.

З формули видно, що при застосуванні більш зносостійких матеріалів (коефіцієнт k_2 невеликий) тривалість періоду макроприпрацьовування зростає. При нормальному процесі зношування, коли проходить повний дотик поверхонь, зношення на величину $b = b_n$ протікає за час

$$t = \frac{b_n}{k_2 P_{cV_n}} = \frac{K d_k t g a H o}{k_2 P_{cV_n}^{101}} \quad (2.11.)$$

Для гільзи

$$t_k = \frac{7rd2Htga}{2P_{cV_n} k_i} \quad (2-12.)$$

де d_2 - внутрішній діаметр гільзи

$$^{\wedge}k_n = tk_2$$

Звідси виходить, що зношення на ту ж величину в процесі макроприпрацьовування проходить в два рази швидше, ніж при зношенні, що встановилося.

2.1.2. Визначення потужності механічних втрат методом співставлення індикаторної і ефективної потужностей

Обкатка транспортного дизеля рахується закінченою при стабілізації механічних втрат. Визначаючи в процесі обкатки механічні втрати двигуна, можна визначити час обкатки. Спосіб визначення механічних втрат методом співставлення індикаторної і ефективної потужностей найбільш відомий. Однак, широкому застосуванню цього метода перешкоджає складність індицинування багаточиліндрового двигуна, а індицинування одного "середнього" по показниках циліндра внаслідок нерівномірності роботи циліндрів приводить до значних похибок.

2.1.3. Визначення потужності механічних втрат методом виключення циліндра

Цей метод найбільш простий і широко застосовується при визначенні механічних втрат. Метод заключається в визначенні індикаторної потужності виключеного циліндра по різниці потужностей дизеля при всіх працюючих циліндрах і при одному відключеному циліндрі. При цьому частота обертання і циклічна подача палива постійні, що дозволяє визначити рівномірність розподілення потужностей по циліндрах.

Сума індикаторних потужностей всіх циліндрів, із вирахуванням ефективної потужності і складе потужність механічних опорів. Цей спосіб має як переваги так і недоліки. Перевагою є те, що вимірюється потужність тільки одного циліндра під час випробовувань. До недоліків потрібно віднести похибки при обчисленнях, так як відносно мала величина потужності одного циліндра отримується із вирахування двох більших величин. Другим недоліком є швидке охолодження мастила непрацюючого циліндра, що приводить до збільшення механічних втрат.

2.1.4. Визначення потужності механічних втрат методом "вибігу"

Цей метод, розроблений ЦьПДІ, заснований на визначенні похідної від частоти обертання при різкому (миттєвому) відключенні подачі палива в момент роботи дизеля при різних навантаженнях. Механічний ККД в даному випадку (див. Рис.

$$\eta_m = \frac{\text{tg}P_m \cdot \text{Ш}P_{xx}}{\text{tg}P_m \cdot \sigma}$$

де P_{xx} – кут нахилу дотичної кривої вибігу на холостому ходу в точці, яка відповідає даній частоті оберту;

Ш " КУТ нахилу дотичної кривої вибігу під навантаженням :

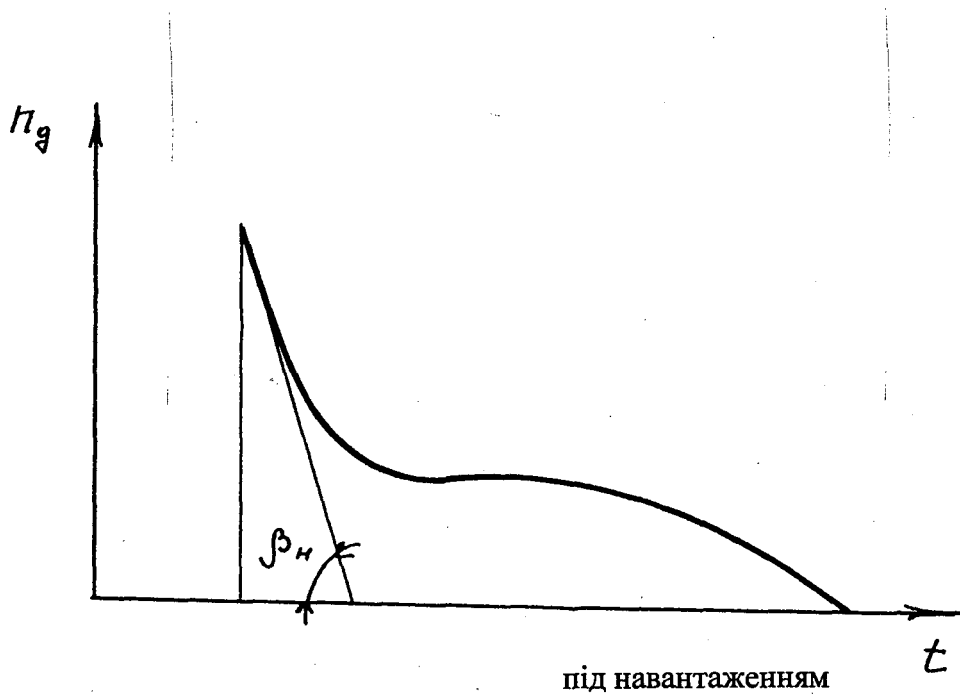
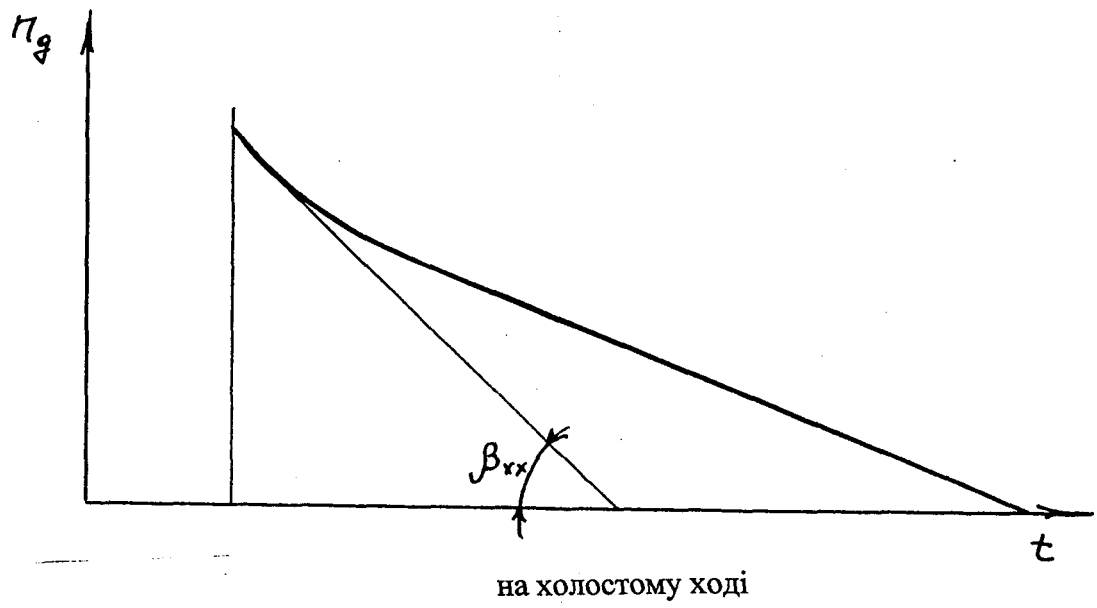


Рис 12 Крива зміни частоти обертання колінчатого валу при різкому виключенні подачі палива

$$N_{TP} = \frac{N}{L_M} - N_e; \quad N_{up} = N_e \frac{t-i}{L_M} \quad (2,14)$$

де N_{up} - потужність тертя.

Під час вибігу на холостому ході кінетична енергія витрачається на додання сили тертя. Кутове прискорення (сповільнення) при цьому

dn m_n

$$\frac{dn}{dt} = -\frac{V}{k} \frac{m_n}{k} \quad (2.15)$$

де m_n - масштаб частоти обертання,

k - масштаб часу.

Недоліком цього методу є складність обробки внаслідок запізнення припинення подачі палива після виключення насосів. При обробці кривих вибігу певну складність створює визначення τ в зв'язку із складністю проведення достаточної до кривої затухання частоти обертання і визначення τ . Це веде до похибки і значної помилки. Тому для розшифровки кривої вибігу зручніше використовувати дискретний запис вибігу на осцилограмі. В цьому випадку для визначення механічних втрат при обкатці на кожному із режимів в дискретному запису вибігу необхідно на осцилограмі зафіксувати тільки два параметри: точки початку і закінчення затухання частоти обертання і сумарний час t з моменту відключення подачі палива до повної зупинки дизеля.

Спосіб дискретного запису вибігу простий в розшифровці осцилограмі і має високу точність. Це пояснюється тим, що вимірювання частоти обертання принципово немає

похибок, так як зводиться до простого підрахунку кількості відміток загасаючої частоти обертання за період t . Похибка часу може бути малою поскільки довжина осцилограми обмежується лише стандартною довжиною рулона і швидкістю протяжки стрічки на осцилографі.

2.1.5. Визначення механічних втрат методом прокрутки непрацюючого дизеля від стороннього джерела

Спосіб прокрутки колінчатого валу двигуна від стороннього джерела є найбільш поширеним для визначення механічних втрат. Цей метод простий і зводиться до того, що колінчатий вал двигуна, працюючого на певному режимі, зразу після виключення подачі палива прокручується електродвигуном з тою ж частотою обертання. Потужність, що затрачається на прокручування, ототожнюється з потужністю механічних втрат. Температурний стан деталей тертя помітно впливає на роботу тертя і потужність механічних втрат, тому при прокручуванні вала двигуна дуже важливо підтримувати відповідний температурний режим двигуна, що жорстко регламентується ДержСТ 491-55 і 14846-81. В якості головного критерію може бути прийнята температура головки циліндра, що вимірюється хром-алюмінієвою термопарою, встановленою на глибині 1,5 мм від поверхні між клапанами. Недотримання режиму по температурах в циліндрі може привести до значних похибок при ви-

мірюванні. Прокрутці передуює робота на реостати, що дає можливість встановлювати тепловий режим.

Регулювання роботи електродвигуна проводиться по системі дизель - генератор, за допомогою зміни реостатом напруги збудження генератора, який живить струмом електродвигун. Крім цього регулювання частоти обертання електродвигуна в невеликих межах може проводитись за допомогою реостата, включеного в ланцюг збудження електродвигуна. Сила струму і напруга вимірюються відповідно мілівольтметром і вольтметром, які включені в коло якоря та амперметром і вольтметром, включеним в коло збудження.

Вимірювання потужності механічних втрат проводиться по показниках електричних приладів на встановленому температурному режимі. Критерієм встановленого режиму є збереження незмінними по часу температури головок циліндрів, а також охолоджуючої води і масла.

Механічні втрати в двигуні, які визначаються прокруткою підраховуються за формулами:

$$N_{mv} = I U n_e \quad (2.16)$$

де I - величина струму, А;

U - напруга, В;

n_e - ККД електродвигуна.

Коефіцієнт корисної дії електродвигуна підраховується по показниках електровимірювальних приладів при даних режимах прокрутки і даних про опори в обмотках якоря і збудження за формулою:

$$\text{Le-} \quad \text{Ш} \quad i_u \cdot (W_{tp} + W_m + W_{sc} + W_d) \quad (2.17)$$

$A_e W_{tp}$ - втрати на тертя в підшипниках.

Ці втрати визначаються при роботі електродвигуна без навантаження, як потужність обертання на холостому ходу при даній частоті обертання.

W_m - втрати в міді обмоток якоря, збудження та додаткових полюсів

$$W_m = I^2 r_r + I^2 r_{dp} + I^2 \Gamma_p + I_y U_v \quad (2.18)$$

де I_{r_r} - струми в обмотках якоря і обмотці збудження

Γ_r - опір обмоток якоря, додаткових полюсів і послідовного збудження, Ом;

U_v - напруга в обмотці збудження, В.

Втрати в щітках

$$W_{sc} = 2 A U_{sc} I_a \quad (2.19)$$

Додаткові втрати W_j згідно ДержСТ 183-74 приймаються 1% від підведеної потужності. З метою визначення залежності тертя від середнього тиску в циліндрі двигуна прокрутка двигуна проводиться в два етапи. На першому етапі досліджень підтримуються постійні температури води і мастила. Нормальний температурний режим підтримується за рахунок різкого зниження охолодження протічною водою і підігріву мастила. Вимірювання потужності меха-

нічних опорів проводиться по показниках електричних приладів класу 0,5 на встановленому температурному режимі.

З метою визначення впливу температур води і масла на певному режимі проводиться зміна температур води і масла в певному діапазоні. На встановленому режимі проводиться вимірювання потужності.

На другому етапі досліджень підтримання наскільки можливо постійних температур проводиться за рахунок охолодження води і підігріву мастила.

При цьому вимірювання потужності також проводиться на встановленому режимі, критерієм якого є збереження незмінної по часу температури головки циліндрів.

Визначення потужності механічних опорів при цьому проводиться за формулою:

$$N_{mV} = N_{pr} - (N_{nv.pr} + N_{nv.nav} - N_{jp}) \quad (2.20)$$

де N_{pr} - потужність, що затрачується на про-

крутку двигуна;

$N_{nv.pr}$ - потужність насосних втрат при прокрутці;

$N_{nv.nav}$ - потужність насосних втрат при роботі двигуна під навантаженням;

N_{jp} - потужність теплової петлі.

Спосіб визначення механічних втрат за допомогою індицинування робочого процесу дає можливість визначити середню по циліндрах індикаторну потужність дизеля, що в свою чергу дає можливість визначити потужність, яка за-

трачається на механічні втрати, механічний ККД дизеля і, головне, середнє значення механічних втрат.

2.1.6. Методика вимірювання частоти обертання колінчатого валу при постійній подачі палива в циліндр на режимі обкатки дизеля

Суть методу заключається в підвищенні частоти обертання колінчатого валу при постійній подачі палива за рахунок зменшення механічних втрат в період припрацювання деталей.

Для проведення дослідження необхідно спеціальне пристосування, що надійно фіксує паливні рейки зміни подачі палива паливними насосами високого тиску. Частота обертання колінчатого валу дизеля може контролюватись частоміром і індуктивним датчиком.

Дослідження припрацювання на режимі обкатки проводяться по наступній технології:

- встановлюється навантаження і частота обертання режиму, що досліджується;
- після стабілізації частоти обертання +10хв від'єднується регулятор частоти обертання і потужності, а також жорстко закріплюються тяги, котрі регулюють подачу палива.

По результатах досліджень визначається залежність

$$n = f(\tau)$$

де n - частота обертання колінчатого валу,
 t - час обкатки на режимі.

Частота обертання в процесі припрацювання підвищується і досягає певної величини для даного режиму обкатки. Момент стабілізації частоти обертання на цьому рівні рахується моментом закінчення припрацювання при заданих навантажувально-швидкісних режимах.

Відомі і інші методи визначення закінчення припрацювання в період обкатки дизелів, такі як контроль пропуску газів, прогару масла, метод радіоактивних ізотопів та інші. Однак всі вони або складні у виконанні, або не дають достатньо точних результатів.

2.1.7. Метод спектрального аналізу мастила при обкатці дизелів

Відповідно до тепловозних дизелів цей спосіб найбільш повно описаний В.В.Чанкіним та Е.А.Пахомовим [4]. Виведена ними загальна тотожність змінювання величини концентрації "к" домішок зносу деталей в мастилi в процесі роботи дизеля основане на матеріальному балансі домішок в системі змащування. При цьому автори виходять з умов, що за проміжок часу, який розглядається, домішки поступають рівномірно, їх угар і винесення пропорційні, а відкладення на стінках трубопроводів порівняно невелике.

Слід відзначити, що при оцінці початкового зношення або процесу припрацювання спектральним методом ро-

битися ряд достатньо обґрунтованих припущень. Приймають, що всі продукти зношення, незалежно від їх походження, попадають в мастило. Це припущення не завжди вірне. Воно справедливе, наприклад, по відношенню до продуктів зношення колінчатого валу, корінних і шатунних підшипників, але не зовсім вірне для верхнього поршневого кільця.

Рахують, що продукти зношення, що попали в мастило циркулюють разом з ним по системі змащування і не затримуються маслоочищуючими фільтрами. Цей факт підтверджують дослідження масляних систем тепловозів [4], які показують, що в фільтрах і центрифугі тепловозів затримуються, в основному, органічні домішки. Загальна концентрація домішок в мастилі зростає за рахунок неорганічних домішок (Fe, Cu, Pb, Si і ін.), які слабо затримуються маслоочищувачами. Переважаюча кількість продуктів зношення з розміром частинок менше 1 мкм практично фільтрами і центрифугами не затримується, а ці частинки по загальній вазі складають більшу частину всіх продуктів зношення, які поступають в мастило.

Зміна об'ємної концентрації продуктів зношення в мастилі визначається за формулою:

$$\begin{aligned}
 & \frac{4f+Qg+Qm}{Q_0 J} \left[\frac{C_y - q_g - q_m}{q_f + q_g + q_m} + \frac{q_y - q_g - q_m}{Q_0 J} \right] \\
 & + \frac{q}{q_f + q_g + q_m} \left[1 - \left(1 - \frac{q_f + q_g + q_m}{q_y - q_g - q_m} \right) \right] \quad (2.21)
 \end{aligned}$$

де k_g - вихідна концентрація домішок в мастилі,
кг/кг;

Q_0 - вихідна кількість мастила в системі, кг

q - інтенсивність поступання домішок в мастило,
кг/год;

t - тривалість роботи дизеля, год.;

q_u - інтенсивність угару мастила, кг/год.

q_g - інтенсивність доливу мастила, кг/год.

q_m - інтенсивність поступання незгорівшого
палива в мастило, кг/год.;

$q_f = q_{m0} \cdot \eta_{m0}$ " корисна інтенсивність поступання мастила
в мастилоочищувач, кг/год. (тут q_{m0} - інтенсивність про-
ходження мастила через мастилоочищувач, η_{m0} - ККД
очищення при одноразовому проходженні мастила через
мастилоочищувач).

Приведене рівняння (2.21) охоплює всі можливі умови
роботи дизеля, але для розрахунків досить складно.

При обкаточних випробовування дизеля кількість
мастила в системі змащування практично залишається на
постійному рівні, тому

$$q_u = q_g + q_m$$

Формула (2.21) спрощується

$$k = \frac{q_f + q_g}{q_f + q_y} \cdot k_g \cdot Q_0 \cdot (1 - e^{-kt}) \quad (2.22)$$

Виходячи з рівняння (2.22) концентрація домішок зростає з збільшенням інтенсивності поступання домішок в мастило q , тобто з збільшенням швидкості зношення двигуна і із зниженням інтенсивності видалення домішок з двигуна і мастилоочищуючими пристроями разом із згорілим мастилом. При тривалій роботі двигуна концентрація домішок зростає із збільшенням вихідної концентрації k_g , часу t і з зменшенням кількості мастила Q_0 в системі.

При достатньо тривалій роботі дизеля концентрація домішок визначається тільки виразом:

$$(2.23)$$

Формула (2.23) показує, що при очищенні і оновленні мастила рівень концентрації продуктів зношення в ньому не залежить від вихідної концентрації, від кількості мастила в системі і від тривалості роботи двигуна, а залежить тільки від інтенсивності їх поступання і видалення. Інакше кажучи, така система змащування здатна до саморегулювання, до підтримання концентрації продуктів зношення в мастилi на певному рівні в залежності від трьох параметрів q , q_f , q_y .

Із викладеного слідує важливий практичний висновок: при тривалій роботі мастила в двигуні, постійному інтенсивному очищенні і постійній витраті, швидкість

зношення двигуна характеризується тільки концентрацією продуктів зношення в мастилі [85]. На цьому висновку засновано застосування методу спектрального аналізу мастила для оцінки часу закінчення припрацювання дизелів при обкатці.

При різних значеннях рівня початкової концентрації, в порівнянні з величиною співвідношення $\frac{1}{4f+Cu}$ після закінчення припрацювання, поточна концентрація може збільшуватись або зменшуватись.

Відповідно, стабілізація значень або зменшення їх по часу служать признаком закінчення припрацювання дизеля на режимі, який досліджується.

2.2. Математичне моделювання механічних втрат основного та допоміжного обладнання тепловоза

При визначенні тривалості періоду припрацювання дизеля в умовах депо суттєве значення має зміна сумарних механічних втрат допоміжного обладнання, оскільки його обкатка відбувається сумісно з роботою основного, тобто дизеля.

При розрахунку потужності механічних втрат бажано було б мати надзвичайно просту математичну модель, що враховувала б всі фізичні процеси, котрі впливають на механічні втрати в двигуні. Варто відзначити, що вона повинна

базуватись на мінімумі вихідних параметрів. Однак, побудувати таку просту математичну модель практично неможливо, в зв'язку з великою кількістю факторів, що впливають на зміну потужності механічних втрат енергетичної установки.

Все основне та допоміжне обладнання тепловоза можна розбити на три основні групи. До першої групи можна віднести обладнання, у якого в процесі припрацювання значно змінюються механічні втрати (дизель, гальмівний компресор). В другій групі обладнання механічні втрати змінюються слабо (механічні редуктора, гідроредуктор, проміжні опори, допоміжні електричні машини). В третій групі обладнання механічні втрати практично не змінюються, однак потужність, що споживається ними на різних тепловозах може відрізнятись в силу замітного технологічного розкиду при виготовленні (вентилятори холодильної камери, охолодження тягових електродвигунів, головного генератора).

Для створення математичної моделі весь двигун був розбитий на певні групи тертя. Розрахунки ведуться для кожної групи окремо.

2.2.1. Потужність механічних втрат на привід клапанів газорозподільного механізму

Потужність механічних втрат визначають за формулою [31,32,33]:

$$N_{kk} = 973,6^{n-1} M_{и} \left(\frac{B^2 \ddot{p}}{a^2 B^2} \right)^2 \cos a \quad [n k i k (r_{n+p})^* \quad (2.24)$$

де крутильний момент на кулачку розподільчого валу приводу клапана;

i_k - кількість клапанів;

n_k - частота обертання колінчатого валу двигуна.

$$\cos \frac{da}{dt} \quad (2.25)$$

Крутильний момент визначається за формулою:

$$M_{kk=p} = \frac{v}{\omega_p} \quad (2.26)$$

де P - зусилля, що прикладене до ходу клапана або штовхана;

v - швидкість клапана або штовхана.

$$P = M \gamma \quad (2.27)$$

де M - маса рухомих деталей приводу, що приведені до осі клапана або штовхана;

γ - прискорення клапана або штовхана.

Крутильний момент на кулачку розподільчого валу при-
вода паливного насосу високого тиску

$$M_k = 0,785 d n P_n \frac{r_n + \rho + h_m}{\sqrt{\left[\frac{(\epsilon_0 R_m + \rho)^n}{9.55 C_m} \right]^2}} -$$

де r_n - радіус початкового кола профіля кулачка

приводу паливних насосів високого тиску;

ρ - радіус ролика штовхана паливного насосу;

P_n - максимальний тиск вприску палива.

(2.32)

де h_n - повний хід плунжера;

$$R_m = *111 + 2^{h-n} \quad (2.33)$$

ϵ_0 - поправочний коефіцієнт;

$$SO = f(P \ddot{i}) \quad (2.3')$$

n_k - частота обертання кулачкового валу;

C_T - середня швидкість плунжера паливного насоса;

$$m-o \frac{0,127 N_{ec} g_{ec}}{n_v Y t d_n < P2} \quad (235)$$

де N_{ec} - циклова потужність;

g_{ec} - номінальна циклова подача;

d_n - діаметр плунжера;

$y t$ - щільність палива;

Ф2 " геометрична тривалість впрыску по куту повороту кулачкового валу.

γ_v - коефіцієнт подачі паливного насосу.

2.2.3. Потужність насосних ходів

Важливим параметром, залежним від процесу газообміну, є потужність насосних ходів N_{hx} , величина якої в значній мірі визначає економічність двигуна [32,34,35,36,41]

$$N_{hx} = \frac{\int_{x_t} p_{HX} v_h^n dv^z}{0.03i} \quad (2.36)$$

де P_{HX} - середній тиск насосних ходів, визначаючий відношення роботи насосних ходів до робочого об'єму циліндрів, МПа;

$$P_{HX} = \frac{P_{HX}}{V_h} \quad (2.37)$$

- робочий об'єм циліндра, м³/об/хв ;

n_j - частота обертання двигуна, об/хв;

i - тактність;

Z - кількість циліндрів;

$$L_{hx} = \frac{a_{kn}}{a_{ng}} \int P_c dv \quad (2.38)$$

L_{hx} - робота насосних ходів, яка може бути представлена, як площа діаграми насосних ходів;

P_c - тиск в циліндрі в період випуску і наповнення;

dV - елементарний приріст об'єму циліндра, який відповідає повороту колінчатого валу на кут a

$$dV = \frac{\pi v_j \sin(a + P)}{360} da \quad (2.39)$$

P - кут відхилення осі шатуна від осі циліндра;

a - кут повороту колінчатого валу;

Із формул (2.37), (2.38), (2.39) маємо

$$P_{нх} = \frac{\pi v_j \sin(a + P)}{360 \cos P} \cdot \frac{a_{кб}}{a_{кв}} \cdot t^2 da \quad (2.40)$$

де - кут початку відкриття випускного клапана;

$a_{кб}$ " кут закриття випускного клапана.

Із рівнянь (2.36) і (2.40) визначається потужність як

$$N_{нх} = 1,74 v_{hз} n_{дв} i^{-1} J P_c \frac{da}{a_{кб} \cos P} \quad (2.41)$$

2.2.4. Потужність, що затрачається на привід водяного насоса

Потужність, яка затрачається на привід водяного насоса, визначається за виразом [37,38,39,40]

де γ - питома вага охолоджуючої рідини;

η_0 - повний к.к.д. насоса.

Напір насоса визначається з рівняння

$$H = \frac{P_{\text{вух}} - P_{\text{вх}}}{\rho g} + (z_{\text{вух}} - z_{\text{вх}}) + \frac{v_{\text{вух}}^2 - v_{\text{вх}}^2}{2g}$$

де $P_{\text{вух}}$; $P_{\text{вх}}$ - тиск на виході із насоса і вході в нього;

$z_{\text{вух}}$; $z_{\text{вх}}$ - висота центра тяжіння вихідного і вхідного січення насоса;

$v_{\text{к}}$, $v_{\text{в}}$ - швидкість рідкого середовища на виході із насоса і вході в нього;

g - прискорення вільного падіння.

Продуктивність насоса визначається

$$G_v = \frac{Q}{\rho \Delta T} \quad (2.44)$$

де Q - кількість теплоти, яка відводиться в охолоджуюче середовище;

C_v - теплоємність охолоджуючої рідини;

$t_{\text{вух}}$; $t_{\text{вх}}$ - температура охолоджуючої рідини на виході із насоса і вході в нього.

2.2.5. Потужність, що затрачається на привід масляного насоса

Потужність, що затрачається на привід масляного насоса, визначається за рівнянням:

$$N_{mn} = 9,8 G_{mn} (P_{vux} - P_{yx}) \eta_o \quad (2.45)$$

де G_{mn} продуктивність масляного насоса;

$P_{vux}; P_{yx}$ - тиск масла на виході із насоса і вході в нього;

η_o - повний к.к.д. насоса.

Продуктивність насоса визначається з рівняння

$$G_{mn} = 1,046 b n m^2 (Z + 0,2) 10^{-10} \quad (2.46)$$

де b - ширина шестерні;

m - модуль;

Z - число зубців шестерні;

n - частота обертання валу насоса.

2.2.6. Затрати потужності на опір руху кривошипно-шатунного механізму

Для тепловозних двигунів частина потужності витрачається на подолання опору руху кривошипно-шатунного механізму від повітряно-мастильного середовища, що знаходиться в картері [40].

$$N_{ven} = 0,7362 k' d_y^3 i_{\Sigma} + 1_y \quad (2.47)$$

де d_y - умовний діаметр диску, приблизно рівний ходу поршня;

i_y - умовна товщина диска, приблизно рівна ширині шатунного підшипника;

y - питомий тиск газу або рідини;

k - коефіцієнт пропорційності;

ω - кутова швидкість;

Z - кількість циліндрів.

Середній тиск вентиляційних втрат визначається із вира-

$$\frac{225 \times N_{\text{ven}} \cdot 30 \cdot k \cdot y \cdot \omega}{z \cdot v \cdot h^n \cdot Z \cdot (S/D)} \quad \text{m (2-48)}$$

- хід поршні;

D - діаметр циліндра;

t - тактність двигуна;

V_{jj} - робочий об'єм циліндра;

n - частота обертання колінчатого валу.

2.2.7. Потужність, що затрачається на привід нагнітача

Потужність, що затрачається на привід нагнітача, визначається із виразу [40]

$$N_k = \frac{4 G_s R_s T_0}{k_s i} \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_s - 1}{k_s}} - 1 \right] \eta_k \quad (2.49)$$

де R_s - газова постійна повітря;

k_s - показник адіабати при стискуванні;

T_0, P_0 - тиск і температура оточуючого середовища;

η_k - ефективний к.к.д. нагнітача;

G_s - витрата повітря через нагнітач;

P_k - тиск повітря після нагнітача.

2.2.8. Потужність тертя кільця і втулки циліндра

Поршньові кільця енергетичних установок є одними із самих найбільш напружених деталей, так як працюють в жорстких умовах, при високих температурах (140- 260 С), під дією значних механічних навантажень, що визначаються діючими на кільце перепадом тисків газів [43,44,45].

Високі питомі навантаження на кільця, а також недостатність змащування з'єднання “поршньове кільце - втулка” циліндра ЕУ приводить до збільшення сил тертя в цьому з'єднанні. Експериментальні дослідження показують, що 60-70% потужності механічних втрат двигуна зумовлюються тертям в циліндро-поршньовій групі (ЦПП). До 70% втрат від тертя приходить на долю поршньових кілець. Крім того, тертя в тонкому масляному зазорі між кільцем і втулкою приводить до розвитку дисипативних явищ і, як наслідок, до підвищення температури в зазорі.

Потужність тертя кільця і втулки циліндра достатньо повно відображена в роботах [46,47,48,49,50]. Однією з найбільш повних, детально і глибоко описуючих роботу тертя кільця і втулки циліндра, є модель, запропонована в роботах [44,45].

Основні передумови, закладені в основу математичної моделі роботи компресійного кільця, базуються на пе-

редбаченні існування під кільцем тонкої масляної плівки, яка забезпечує гідродинамічний режим змащування в даному з'єднанні [45,50].

Рішення задачі може дати повна система рівнянь гідродинаміки [51], яка включає в себе:

рівняння нерозривності

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (2.50.)$$

рівняння руху

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \\ \rho \left(\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} \right) + \rho g_y \\ \rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_z}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_z}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right) + \rho g_z \end{aligned} \quad (2.51)$$

рівняння енергії

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \text{div}(\lambda \text{grad} T) + \Phi \quad (2.52)$$

Де $U_x; U_y; U_z$ - компоненти вектора швидкості;

P - тиск мастила в зазорі;

ρ - щільність мастила;

T - температура;

λ - коефіцієнт теплопровідності мастила;

c - ізобарна теплоємність мастила;

Φ - дисипативна функція Релея, яка для дано

го випадку має вигляд

$$\langle D(x;y;z) = \frac{dU/2}{ax} \quad \Gamma_{ди}/V \quad ay; \quad \Gamma_{эи_x} sUyV \quad \langle ay + ax \rangle$$

$$\left(\frac{\partial U_x}{\partial Z} + \frac{\partial U_z}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_y}{\partial Z} + \frac{\partial U_z}{\partial Y} \right)^2$$

четвертим є рівняння

$$F_{in} - m_k \ddot{r} = F_r + F_{ps} + F_y + F_{fk} \quad (2-54)$$

де F_{jn} - сила інерції, що визначається радіальним

прискоренням;

F_r - сила тиску газів, яка діє на зовнішню сторону кільця;

F_{ps} - гідродинамічна підйомна сила, яка діє із сторони масляного зазору;

F_y - сила радіального тиску кільця, викликаного наявністю власної пружності;

F_{fk} - сила тертя кільця і поршньової канавки.

Останнім рівнянням системи є співвідношення між товщиною масляної плівки і швидкістю радіального переміщення кільця

$$\frac{d}{dt} \quad (2-55)$$

Таким чином, задача замикається. Однак, на останні два рівняння необхідно накласти додаткові умови періодичності:

$$\begin{aligned} \text{Бщ}(\phi_0) &= M\phi_0 + 2\tau\pi\pi \\ C_k(\langle P_0 \rangle) &= c_k(\phi_0 + 2\lambda\tau) \end{aligned} \quad (2-56)$$

де τ - коефіцієнт тактності двигуна;

τ_0 - довільний момент часу.

Зв'язок між рівняннями гідродинаміки мастила в зазорі і рівняннями руху кільця здійснюється через величину гідродинамічної підйомної сили F_{ps} , яка може бути визначена через розподілення тиску мастила в зазорі [44,45].

$$F_{ps} = \int_0^h \rho g \int_0^R p(x) dx \quad (2.57)$$

Для рішення задачі необхідно знати розподілення радіальної складової як функції радіальної швидкості поршня і товщини масляного шару.

Сила тертя кільця визначається із співвідношення

$$F_{tr} = \mu \int_{z=0}^h \tau dz \quad (2.58)$$

При цьому часткова похідна по змінній Z від осевої компоненти вектора швидкості U_x замінюється наступним співвідношенням

$$\frac{\partial u_x}{\partial z} \Big|_{z=0} = \frac{1}{\Gamma} \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \Big|_{z=0} - \frac{1}{2} \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \Big|_{z=0} \right) \quad (2-59)$$

Потужність механічних втрат одиночного кільця може бути визначена із виразу:

$$P_{\text{ц}} \sim \frac{1}{2} \int_0^{\phi} \mu \tau^2 dz \quad (2.60)$$

2.2.9. Потужність тертя підшипників колінчатого валу

В основу методики визначення потужності тертя покладено метод гідродинамічного розрахунку підшипників колінчатого валу ЕУ з використанням диференціального рівняння Рейнольдса, яке, стосовно до циліндрично нестационарно навантаженого підшипника, записується в наступному вигляді [52]

$$\frac{d^2P}{6(p^2)} r^2 \frac{d^2P}{5Z^2} - \frac{\epsilon_0 \sin \theta}{1 - \epsilon_0 \cos \theta} \frac{dP}{Sp} =$$

$$= \frac{\cos \theta}{Sp (1 + \epsilon_r \cos \theta)} + \frac{12 (X_p \cos \theta)^2}{Sp (1 + 8_0 \cos \theta)} dr$$

де R - радіус підшипника;

ϵ_r - відносний ексцентриситет вала в підшипнику;

θ - середня, в межах робочої зони, змінна динамічна

в'язкість мастила;

S_p - відносний зазор між валом і підшипником;

W_e - еквівалентна кутова частота, яка враховує вплив на несучу властивість обертаючого валу, корпус підшипника і ліній центрів з кутовими частотами

ω_i і ω_{pi} ;

π / ω_T ;

dsp

- швидкість зміни відносного ексцентриситета;

$P(\varphi, Z)$ - гідродинамічний тиск в даній точці робочої зони шару мастила, яка має циліндричні координати, кут φ від лінії центрів по колу підшипників і відстань Z від середнього поперечного перерізу;

φ - кут від лінії центрів по колу підшипників.

Для рішення рівняння (2.60) необхідно прийняти наступні припущення:

- в'язкість мастила для даного моменту часу приймається однорідною в межах всієї зони, що відповідає поточним значенням середньої теплобалансної температури t і середнього ПИТОМОГО тиску P_p в робочій зоні;

- сили інерції змащувальної рідини, яка рухається в зазорі, дуже малі в порівнянні з силами в'язкого тертя, а тому не враховуються;

- сили інерції деталей механізму, які виникають при взаємному зміщенні валу і підшипника в межах зазору, дуже малі в порівнянні з силами гідродинамічних тисків, що дозволяє припустити, що навантаження F в любий момент часу повністю зрівноважується гідродинамічними тисками масляного шару, тобто несучою силою P [53].

Рівняння (2.61) є лінійним неоднорідним відносно функції $P(\varphi)$, повне рішення якого представлено в вигляді суми двох незалежних рішень

$$p(\Phi, \Gamma) = p_p(\varphi, \Gamma) + p_c(\varphi, \Gamma)$$

де P_p -гідродинамічний тиск в шарі мастила робочої зони, який залежить від еквівалентної кутової частоти;

P_c - гідродинамічний тиск, залежний від швидкості радіального розміщення валу в підшипнику.

З даного виразу слідує, що несуча сила P масляного шару нестационарно навантаженого підшипника складається з двох незалежних співвідношень P_p і P_c .

Нехтуючи силами інерції деталей, які виникають при взаємних зміщеннях валу і підшипника в межах зазору, можна прийняти, що сила P в будь-який момент циклу навантаження зрівноважує навантаження F , тоді

$$P = P_p + P_c = F$$

де P_c - сила опору;

P_p - підтримуюча сила.

Підтримуюча сила може бути визначена з рівняння

$$P = S q$$

де $d=2r$ - діаметр валу;

l - опорна довжина підшипника;

ξ , - безрозмірна функція δ і m = відповідна рішення рівняння (2.60) без другого члена правої частини її ще називають "коефіцієнтом навантаження" або "числом Зоммерфельда".

Еквівалентна кутова частота визначається із співвідношення

$$\gamma = \frac{r(a - d_0/\sigma) + R(\omega - n - d_0/\sigma_T)}{\Gamma}$$

Γ

де ω_0 - кутова частота обертання колінчатого валу;

ω_n - кутова частота обертання підшипника.

Мінімальна товщина шару мастила визначається за формулою:

$$h_{\min} = 4s_0(1-\epsilon_0) \quad (2.61)$$

Кут, який задає напрям лінії центрів, визначається за формулою:

$$\theta_{i+90^\circ} = \arctg \left(\frac{\sin \alpha_{ki}}{\cos \alpha_{ki} - NP} \right) - NP$$

де α_{ki} - кут повороту k-того кривошипа (для

k, k+1 коріної шийки);

NP - признак для типу підшипника (для шатунного

NP=0, для корінного NP=1);

G - кут розвалу циліндрів V-подібного двйгуна

(для однорядного G=0).

Теплоенергетичні розрахунки нестационарно навантаженого підшипника необхідні для визначення впливу конструктивних факторів на температурний режим і затрати енергії в нестационарно навантаженому підшипнику.

Основою для розрахунку є вираз для дотичної узагальнюючої сили рідинного тертя ковзання в підшипнику може бути представлена формулою:

$$R_g = \xi Idl; \quad (2.63)$$

де ξ - безрозмірна характеристика рідинного тертя ковзання, значення якої приведені в роботі

[54] і достатньо точно апроксимується виразом

$$\left(\frac{0,46}{1,012 - s_0} + 2,65 \right) \left[1 + 0,34(m - 0,2)\varepsilon_{01}^2 \right] \quad (2-64)$$

Для підшипників з кільцевою канавкою і частково кільцевою канавкою потрібно підставляти ш j.

$$ш = гщ = \frac{I-K}{2d}$$

Робота тертя ковзання на і-тому інтервалі часу визначається за формулою:

$$A_{i,j} = R_{gr} w_j A_{x,i} = \frac{w_j A_{t,i}}{S_o} \quad (2.65)$$

Враховуючи, що $A_{T,i} = \frac{A_{a,i}}{G_n}$, отримаємо:

$$A_{i,j} = \frac{I d^2}{12 S_{qh}} w_{fr} A_{a,i} \quad (2.66)$$

де ε - значення при ексцентриситеті на початку і-того розрахункового крбку.

Робота, що затрачена на витіснення мастила із зазору в робочій зоні при збільшенні ексцентриситети, тобто на переборення сили опору P_c , буде рівна:

$$A_{i,j} = P_{c,i} A_{i,j} = \frac{I}{S_o} \frac{I}{V} \frac{S_{qA} s_{qj}}{2} \quad (2.67)$$

$$\text{але } \frac{r}{K} \frac{ds_0}{dT} = \frac{L_{el}}{L} \frac{A_{a,i}}{A_{T,i}} = \frac{A_{a,i}}{G_n} \quad (2.68)$$

тоді

$$A_{i,j} = \frac{9 \pi k^2 \pi r \deg}{S_{qA} \cos \backslash dT} V_i (A_{s_0})^2 \quad (2-69)$$

Таким чином повна робота рідинного тертя

$$AA_{cj} = AA_j + LA_{ci} \cdot 0,5[1 + \text{sign}(Ae_0)] \quad (2.70)$$

Для підшипника без канавки або з частково кільцевою канавкою маємо:

$$\Delta A_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot d \cdot \mu \cdot v_i}{1200 \cdot \pi} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_j} \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_j} \right) \cdot \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_i} + \frac{1}{r_j} \right) \right] \cdot [1 + \text{sign}(Ae_0)]$$

Тепловиділення за цикл визначається за формулою:

$$Az = \sum_{i=1}^{n_z} \Delta A_i \quad (2.72)$$

де n_z - число кроків за цикл навантаження

$$n_z = \frac{180 \cdot i}{Aa} \quad (2.73)$$

Тепловиділення

$$A = \frac{\pi \cdot \mu \cdot v}{30 \cdot i \cdot d} \cdot \sum \Delta A_i \quad (2.74)$$

Потужність тертя

$$N_{tj} = 10^{-3} \cdot A \cdot i \quad (2.75)$$

Витрата мастила через робочу зону необхідна для визначення середньої для і-го розрахунку кроку температури в цій зоні, а по ній - значення поточної в'язкості мастила .

2.2.10. Механічні втрати гальмівного локомотивного компресора

Механічні втрати гальмівного локомотивного компресора складаються із втрат на тертя кілець і втулки циліндра, на тертя в корінних і шатунних підшипниках, а також втрати потужності в клапанах компресора.

Методика визначення втрат потужності на тертя кілець і втулки в підшипниках колінвалу викладена в розділі вище.

Розрахунок потужності, втраченої в клапанах компресора, проводиться по методиці викладеній в [55,56,57,58].

Сумарна втрата індикаторної потужності в клапані однієї порожнини

$$AN_{kl} = AN_{kv} + AN_{kn} \quad (2.76)$$

де AN_{kv} - втрати індикаторної потужності на всмоктування;

AN_{kn} - втрати індикаторної потужності на нагнітання.

$$AN_{kv} = i_v(1 + w + P_v)^{P_v} F S_n \quad (2.77)$$

$$AN_{kn} = i_n(1 + V_n + P_n)^{P_n} F S_n \quad (2.78)$$

де i_v, i_n - безрозмірна теоретична робота, втрачена у всмоктуючому та нагнітаючому клапані;

V_v, V_n - коефіцієнти впливу пружини;

p_v, p_n - коефіцієнти впливу маси рухомих частин;

P_v, P_n - номінальний тиск всмоктування і нагнітання;

F - робоча область поршня;

S - хід поршня;

n - частота обертання.

Безрозмірна теоретична робота, втрачена на всмоктування і нагнітання, визначається із рівнянь

$$\frac{k\pi^2 \cdot M J \sin^2 \rho}{16 \Phi} \cdot \frac{A}{2} \sin^2(\rho) \quad (2.79)$$

$$i_n = \frac{k\pi^2}{16} M^2 \int_{\Phi_1}^{2\pi} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^3 d\varphi \quad (2.80)$$

де k - показник адіабати;

l - відношення довжини радіуса кривошипа до довжини шатуна;

M - критерій швидкості потоку

$$M = C_{ск} / c_{зв} ,$$

де C_{ск} - умовна швидкість газу в клапанів

C_{зв} - швидкість звуку в газі;

$$C_{ск} = C_{ср} \cdot \frac{5}{Z \cdot \Phi} \quad (2.81)$$

$$C_{зв} = \sqrt{k \cdot R \cdot T} , \quad (2.82)$$

де C_{ср} - середня швидкість поршня;

S - хід поршня;

n - частота обертання;

F - площа поршня;

Z - кількість клапанів;

T - температура газів

$$\Phi = \frac{1}{\sqrt{Q}} , \quad (2.83)$$

де Q - гідравлічний опір вузла

$$Q = 1/(af)^2 \quad (2.84)$$

де a - коефіцієнт витрати;

f - площа проходу в перерізі, яке визначається

$$a = 1/\gamma^{\kappa} \quad (2.85)$$

де γ - коефіцієнт опору.

Робота, втрачена на проштовхування газу через втягуючі клапани, переходить в тепло і, підвищуючи температуру газу в циліндрі до початку стискування на $AT_v J$, викликає додаткову втрату, яка виражається в підвищенні номінальної індикаторної потужності на AN_n , відносно підвищення температури виражається рівнянням

$$\frac{dT_{2-k-I}}{T_v} \approx \frac{dL_v}{L_v} \quad (2g6)$$

де AL_v - робота, яка витрачається на проштовхування

газу через всмоктуючий клапан

$$AL_v = P_y V_y,$$

робота, що проводиться газом в процесі втягування.

Якщо маса газу постійна, то зміна номінальної індикаторної потужності AN_n пропорційна його початковій температурі. Звідси додаткова втрата номінальної індикаторної потужності.

$$AN_n = \frac{AN_{kv}}{\gamma^{\kappa}} \quad (2.87)$$

Враховуючи, що

$$\frac{AN_{kv}}{\gamma^{\kappa}} = \dots$$

П

$$\Delta P_{\text{гхт}} = \rho \cdot v \cdot \left(\frac{v}{V} \right)^k \cdot \ln \left(\frac{V}{V - \Delta V} \right) \quad (2.90)$$

2.2.11. Механічні втрати потужності в гідротрансформаторі

Механічні втрати в гідротрансформаторі розподіляються на: втрати в підшипниках і сальниках; втрати на тертя поверхонь робочих коліс, що обертаються і рідини, що заповнює нерухомий корпус гідротрансформатора.

Механічні втрати в підшипниках і сальниках по відношенню до дискових втрат незначні, тому основна увага приділяється дисковим втратам.

Дискові втрати проходять в 4-ьох місцях (рис, 2.3).

Ділянка 1 є порожнина між ободом насосного колеса і охоплюючим ободом турбінного колеса. Момент опору, що виникає, визначається за формулою:

$$M_g = f g \rho r^5 \omega^2 \quad (2.91)$$

де f - коефіцієнт тертя;

ρ - щільність рідини;

r - радіус диска;

ω - кутова швидкість.

Коефіцієнт тертя f є функцією числа Рейнольдса, що в даному випадку визначається за формулою:

$$Re = \frac{v}{\nu} \quad (2.92)$$

При $Re < 2 \cdot 10$ коефіцієнт тертя виразиться так:

$$f_g = \frac{\pi r}{Re S} + Re \left(\frac{S}{r} \right)^3 \left[0,0146 + \left(\frac{S}{r} \right)^2 0,1256 \right] \quad (2.93)$$

Поскільки для першої ділянки кутова швидкість є відносною кутовою швидкістю, тому момент опору визначиться рівнянням:

$$M_g = f_g p r^2 h \frac{(n_h - n_t)^2}{30} \quad (2.94)$$

На ділянці III момент опору насосного колеса має вигляд

$$M_{c.h} = f_h p r^2 h \frac{\pi b}{30^2} \quad (2.95)$$

На ділянці II і IV момент опору турбінного колеса має вигляд:

$$M_{c.t} = f_t p r^2 t \frac{\pi^2}{30^2} n_t^2 \quad (2.96)$$

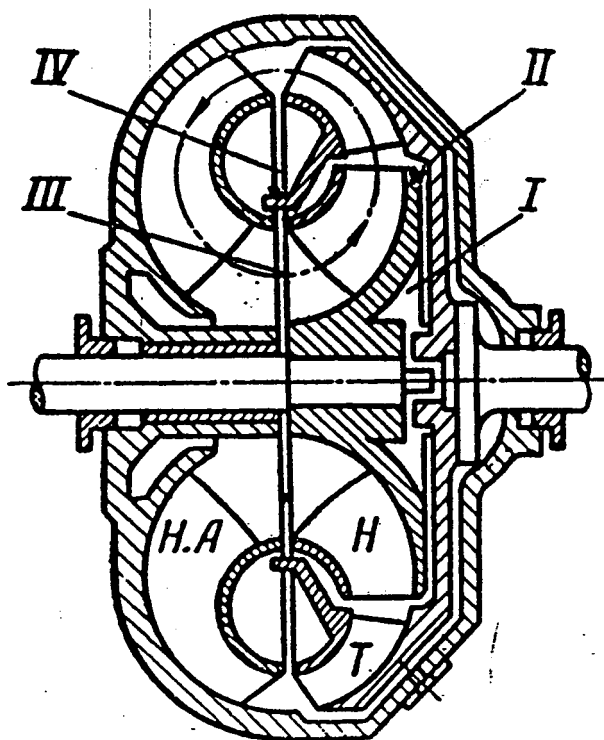


Рис 2.3. Схема гідротрансформатора.

ВИСНОВКИ

1. Приоритетним в умовах депо по контролю тривалості обкатки тепловозних дизелів є спосіб визначення механічних втрат методом прокрутки від стороннього джерела.

2. Розроблена математична модель визначення потужності механічних втрат враховує витрати потужності на тертя дизеля і дотоміжних механічних агрегатів в залежності від зміни механічних втрат, що розподіляються на три групи.

3. При розрахунку потужності механічних втрат дизеля математична модель втрат дизеля математична модель враховує шорсткість пар тертя «шийка колінчатого валу - підшипник» та «кільце втулка циліндра»

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ВИПРОБОВУВАННЯ

В процесі обкатки тепловоза змінюються сумарні механічні втрати. Всі основні і допоміжні агрегати тепловоза можна розбити на три групи. До першої групи можна віднести агрегати, у яких в процесі припрацювання значно змінюються механічні втрати (дизель, гальмівний компресор). У другій групі агрегатів механічні втрати змінюються слабо (механічні редуктора, гідроредуктор, проміжні опори, допоміжні електричні машини). В третій групі агрегатів механічні втрати практично не змінюються, але потужність їх приводу на різних тепловозах, може відрізнитись в силу замітного технологічного розкиду при виготовленні (вентилятори, холодильні камери, охолодження тягових електродвигунів, головного генератора).

На рис, 3.1. приведена схема приводів допоміжних механізмів тепловоза типу 2М62.

Для оцінки зміни повної потужності дизеля в процесі припрацювання з допоміжними агрегатами в експлуатації представляє практичний інтерес дослідження зміни потужності всіх трьох груп агрегатів по відношенню до відповідних паспортних даних.

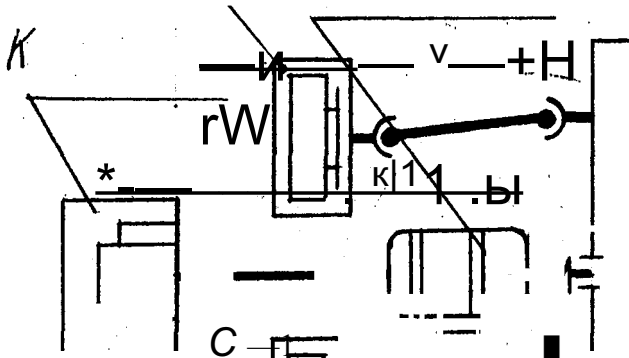
вентилятор охолодження
ТВД переднього дізка

\ Ддохмашинний
\ агрегат А7Q6А

Компресор

□

Li



/ Вентилятор охол.
/ голодного генератора

Голодный
генератор

iii

<'

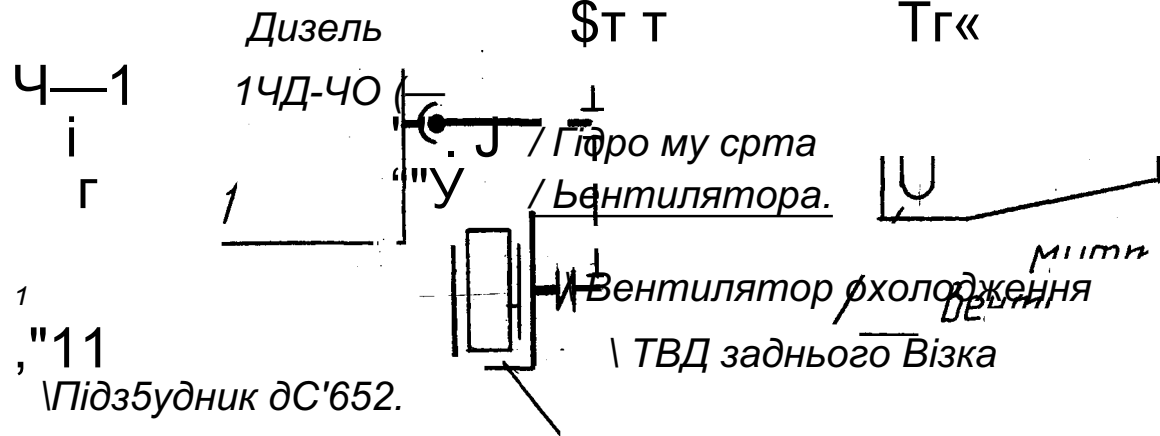


Рис. 3. і. Схема приводів допоміжних агрегатів тепловозу 2М-62

3.1 Оцінка втрат потужності на допоміжні потреби

Метою даного розрахунку є визначення потужності, що витрачається на допоміжні потреби тепловоза типу М62 при температурі оточуючого повітря 20°C і атмосферному тиску 760 мм рт.ст. позиціях контролера машиніста реостатного і тягового режимів.

При розрахунках використовувались елементи математичної моделі по визначенню потужності механічних втрат обладнання тепловозів, а потужність, що затрачається на привід допоміжних агрегатів приводилась потужності валу дизеля.

По результатах розрахунків була побудована залежність потужності приводу допоміжних агрегатів тепловозів 2М 62 від частоти обертання колінчатого валу дизеля (рис, 3.2), що з незначним відхиленням відповідає паспортним даним цих агрегатів.

3.2. Розробка програми раціональних режимів обкатки двигуна

З метою розробки науково-обґрунтованих режимів обкатки дизель-генераторів 14Д40, з врахуванням досягнутого рівня технології деповського ремонту, було проведено експериментальне дослідження режимів навантаження дизелів по серійній програмі.

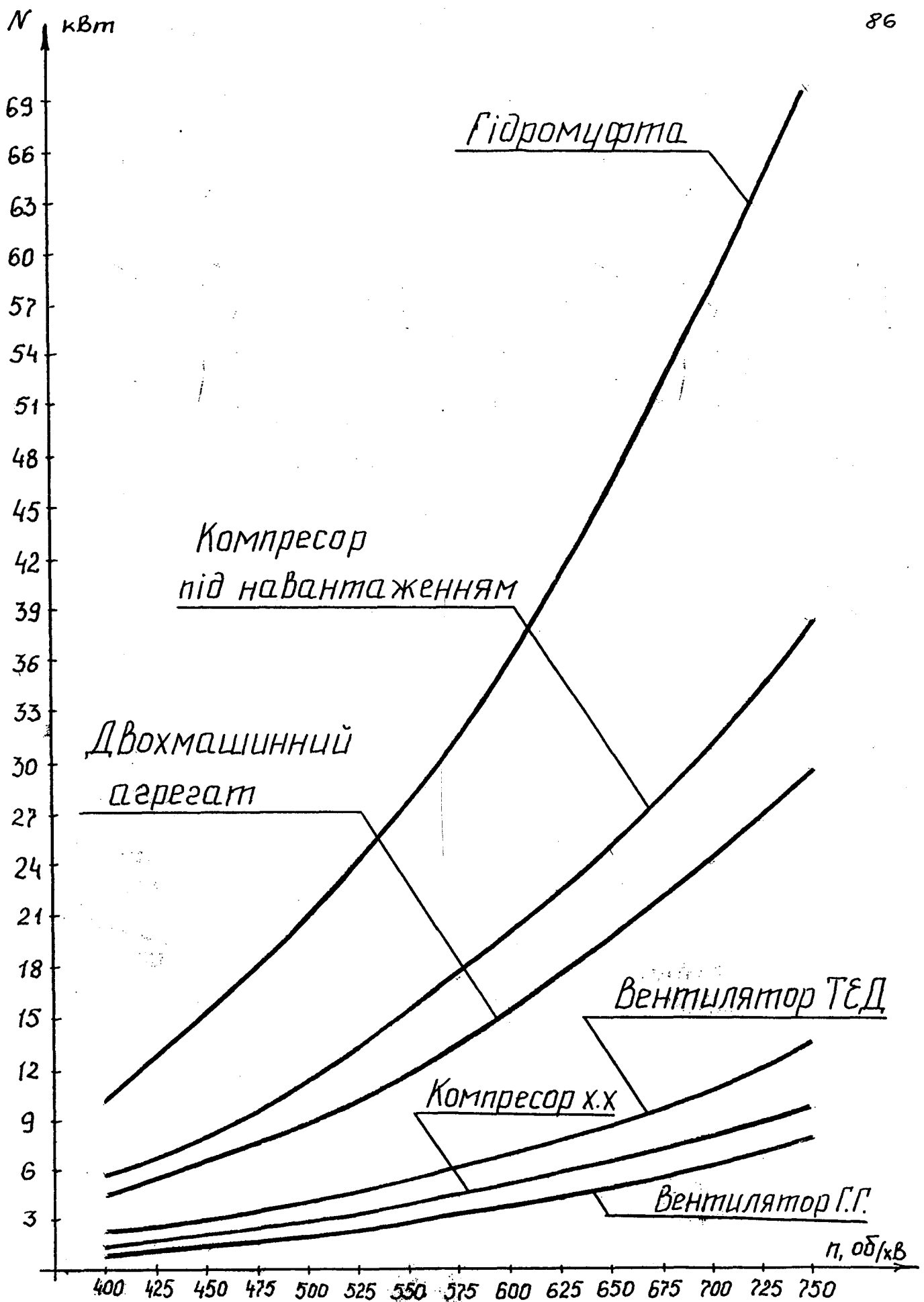


Рис. 3.2 Залежність потужності приводу агрегатів тепловозу 2М62 від обертів.

При обкатці дизелів 14Д40 використовувалось мастило з різною ступінню забрудненості його механічними домішками. Тому початковий рівень концентрації металів - індикаторів був різним. Наслідком цього був значний розкид величин концентрації в пробах, відібраних на одних і тих же режимах обкатки у різних дизелів.

Були відібрані проби мастила дослідних дизелів. Результати спектрального аналізу мастила приведені на рисунку 3.3. Із аналізу приведених даних видно, що на окремих режимах навантаження по позиціях контролера машиніста (Пк) має місце стабілізація концентрації продуктів зношення або її незначна зміна. В кінці кожного із 3-ьох режимів припрацювання спостерігається стабілізація і поступове зниження концентрації металів, що свідчить про певний рівень припрацювання.

Після пробного запуску концентрація домішок в мастилi зростає незначно, що пояснюється більшим першопочатковим вимиванням частин, що залишились після механічної обробки і на стінках трубопроводів масляної системи, ніж їх надходженням від припрацювання пар тертя.

Після навантаження дизеля при роботі на 5-6 позиціях контролера машиніста після 40 хв роботи стабілізується концентрація продуктів зношення в мастилi. Фактично час роботи дизеля на 5-7 позиціях першого режиму можна скоротити.

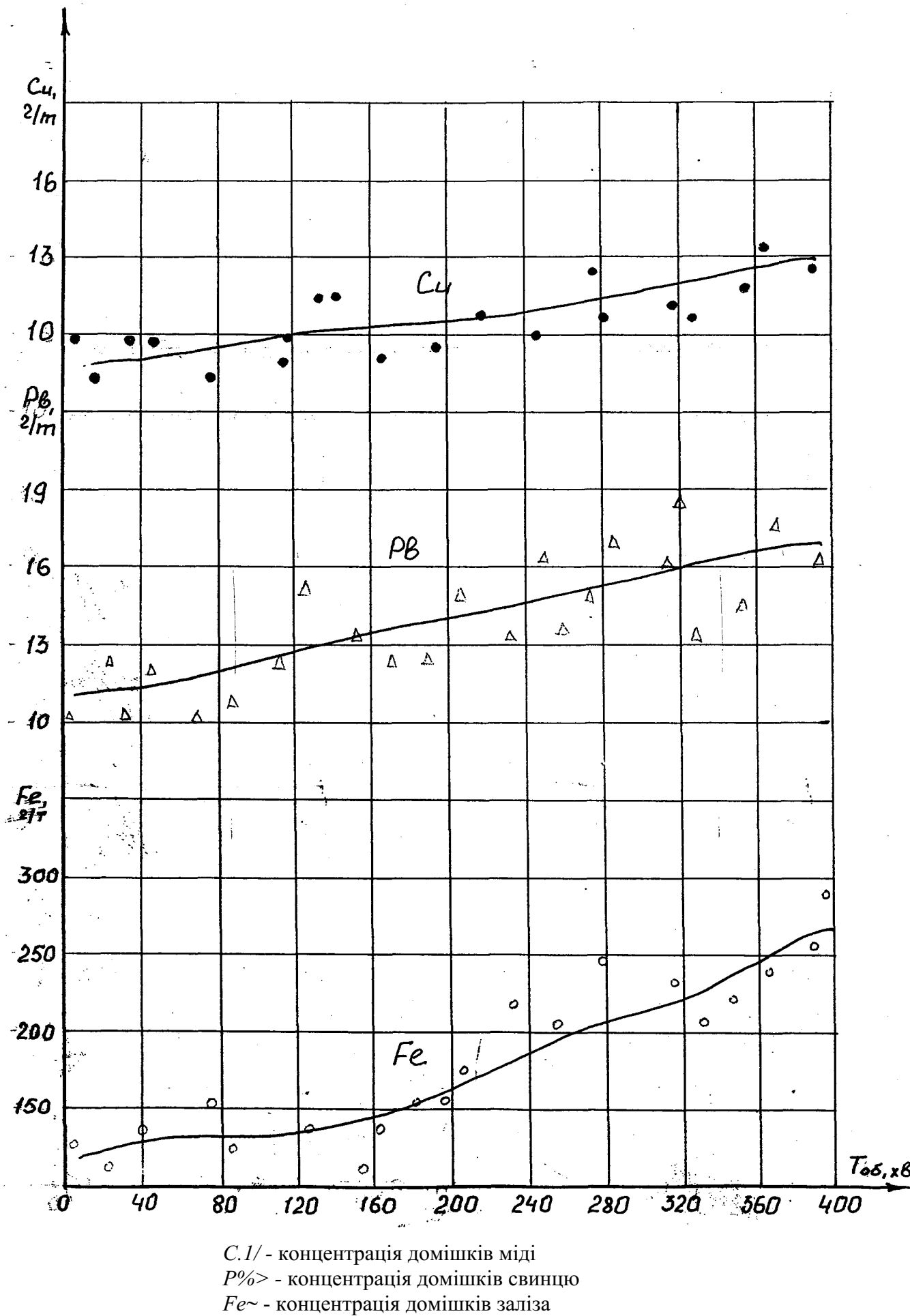


Рис. 3.3 Результати спектрального аналізу мастила при обкатці ДГУ 14Д40 по серійній програмі

Інтенсивність припрацювання на позиціях 1-7 другого режиму обкатки досить низька, тому варто роботу ДГУ на даних позиціях скоротити до мінімуму.

Найбільш інтенсивно протікання процесу припрацювання проходить на позиціях контролера машиніста 12-14 другого режиму і позиції 13-15 третього режиму, про що свідчить збільшення концентрації продуктів зношення в мастилi. Заключний етап випробувань характеризується стабілізацією концентрації металів, що вказує на закінчення процесу припрацювання.

Ефективність припрацювання дизеля може бути підвищена за рахунок скорочення роботи ДГУ на мало-ефективних режимах обкатки.

Аналізуючи характер зміни кривих концентрації продуктів зносу в мастилi при обкатці дизелів 14Д40 необхідно відмітити, що вони по своїй формі приблизно повторюють одна одну. Це говорить про те, що основні пари тертя дизеля припрацьовуються ідентично одна одній. Характерним є також те, що в кінці обкатки абсолютне значення концентрації практично не перевищує величини досягнутої при першому виході на номінальну потужність.

Для вияснення можливих причин малоефективного припрацювання при обкатці дизелів 14Д40 по серійній програмі, була проведена графо-аналітична оцінка режимів навантаження по інтенсивності приростів потужності навантаження і крутильного моменту по мірі загального зростання потужності.

В роботах [59,60] рекомендовано для ефективного працювання основних пар тертя, при виборі режимів навантаження, поступово зменшувати приріст гальмівної потужності від підвищених значень на початкових етапах обкатки, до понижених на завертаючих етапах, шляхом плавного зниження загальної швидкості приросту потужності у функції часу обкатки і зменшення по закону гіперболи приросту крутящего моменту у функції потужності.

Оцінка режимів серійної програми обкатки, по цій умові (рис., 3.4., табл. 3.1.), показала, що приріст потужності здійснюється ступенево і практично не зменшується по мірі її зростання.

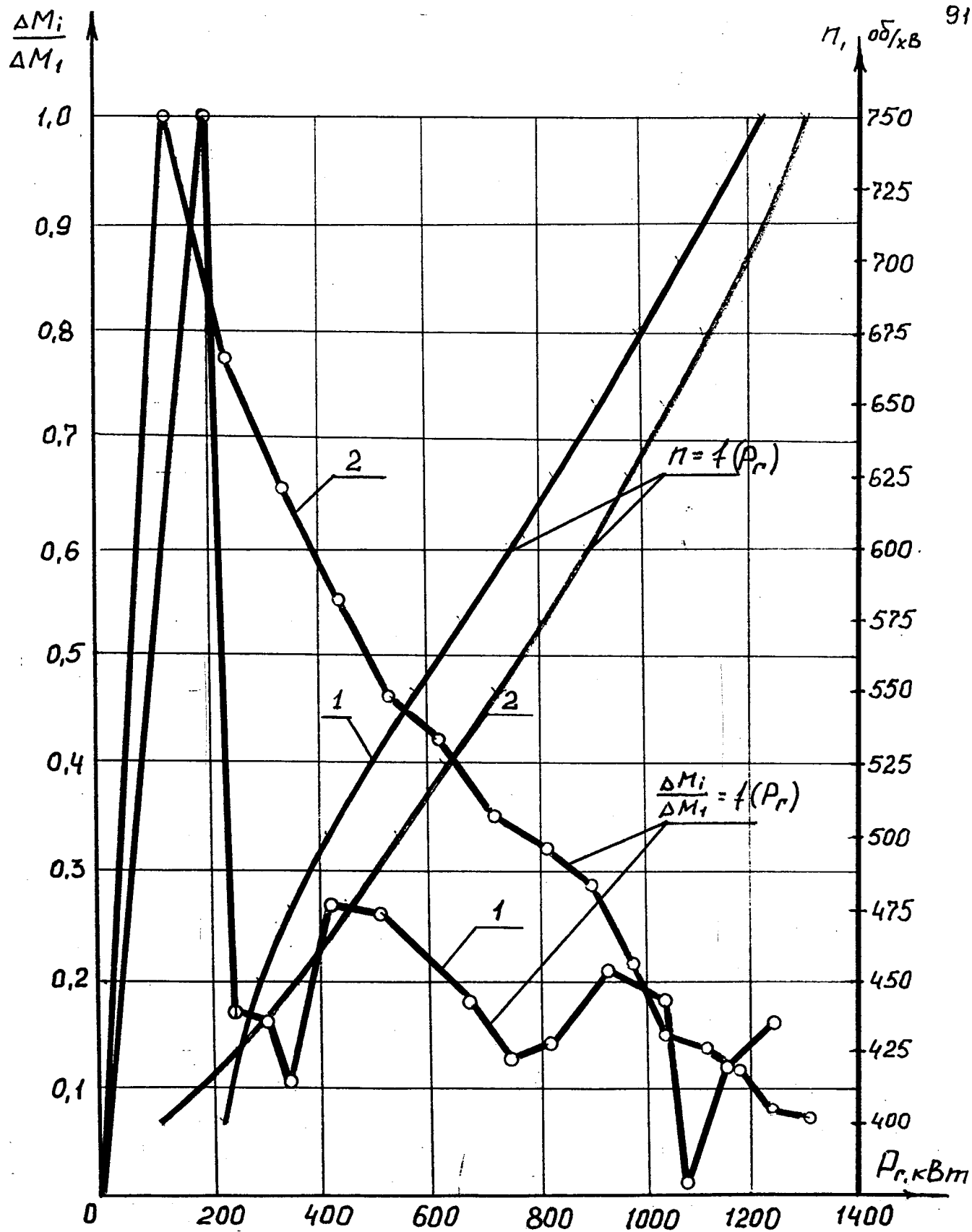
Крива відносних приростів крутильного моменту в цілому характеризується зниженням, з деякими коливаннями ступенів приросту із збільшенням навантаження.

Розрахунок значень крутильного моменту проводився за формулою:

$$M_k = 974 \sqrt{P_{\Gamma\Gamma}} \cdot \pi \quad (3.11.)$$

де $P_{\Gamma\Gamma}$ - потужність на затисках головного генератора, кВт;

π - частота обертання колінчатого валу, об/хв.



± - серійна програма
 2, - прискорена програма

Рис. 3.4

Зміна відносних приростів потужності та частоти обертання дизеля при обкатці

Позиція контролера	Частота обертання об/хв	Навантаження кВт	Тривалість, Режимів, хв				Приріст навантаження	Відносний приріст навантаження	Крутильний момент МК	Приріст Крутильного моменту АМК	Відносний приріст крутильного моменту АМКі
			0	1	2	3					
0	400	0	1	5	5	5	0	0,00	0,00	0,00	0,
1	400	2		10	5	5	200	1,00	515,	515,00	1,
2	4	2		10	5	2	50	0,25	605,	90,88	0,
3	450	3		10	5	2	50	0,25	656,	80,	0,
4	457	3		10	5	2	40	0,20	737,	50,	0,10
5	500	4		10	5	2	85	0,43	875,5	138,24	0,26
6	525	5		10	5	2	90	0,45	1010,	134,88	0,26
7	5	6		20	5	5	85	0,43	1126,	113,26	0,22
8	575	6			1	5	80	0,40	1218,	94,	0,
9	6	7			1	5	70	0,35	1287,	69,	0,
10	625	8			5	5	75	0,38	135	72,	0,14
11	650	9			1	5	100	0,50	1465,	106,17	0,21
12	675	1020			5	5	95	0,48	1556,	90,	0,18
13	700	1070			1	10	50	0,25	1574,	17,98	0,
14	725	1150			5	10	80	0,40	1633,	59,	0,12
15	750	1250			3	120	100	0,50	1716,	82,	0,16
0	400	0		5	5	5	0	0	0	0	0
Сумарна тривалість режимів , хв			15	90	130	195					
Загальний час обкатки, хв;(год)			430 (7 год 10 хв)								

3.3. Вибір раціональних режимів обкатки дизель-генераторів 14Д40 після деповського ремонту

Як показали дані спектрального аналізу мастила, припрацювання двигунів, обкатаних по серійній програмі, (див. рис., 3.3.) протікає нерівномірно. На окремих режимах навантаження концентрація продуктів зношення залишається постійною або зменшується за рахунок фільтрації і угару мастила. Це свідчить про те, що поверхні тертя не припрацьовуються внаслідок недостатньої навантажуючої здатності режимів і малоефективного поєднання навантаження, швидкості і температури шару мастила. Це дозволило передбачити, що час обкатки в першому наближенні, може бути зменшений за рахунок скорочення роботи на таких режимах.

Проведені випробовування показали, що недоліком запропонованої програми виявилась необхідність частих зупинок і зміни навантаження при нетривалій роботі, особливо на режимах, що підлягали скороченню.

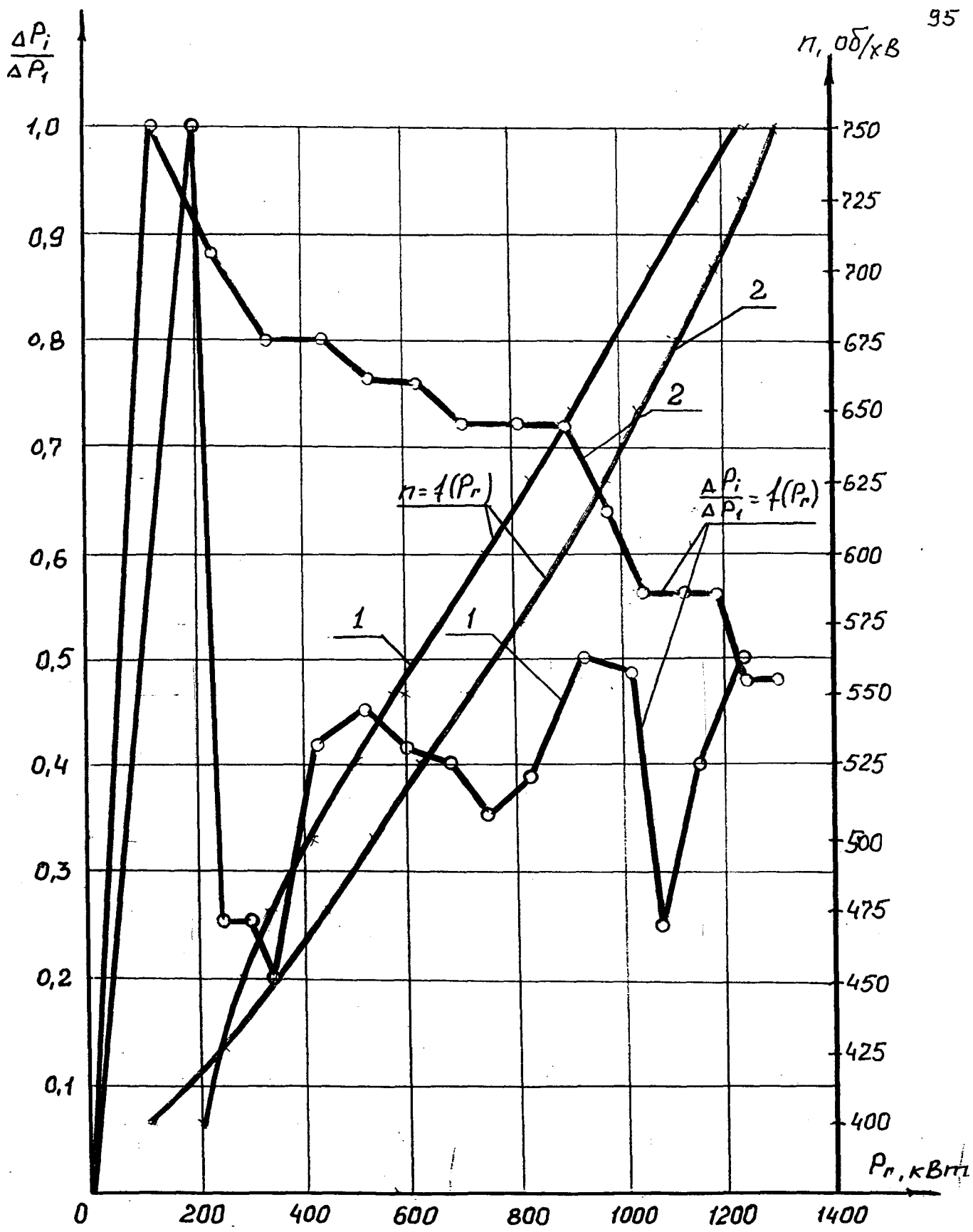
Обкатка як по серійній, так і по першому варіанту науково-обґрунтованої програми характеризується малою інтенсивністю припрацювання на початкових та середніх режимах (до 12 позиції). Це може бути пояснено наступним.

На перших етапах обкатки двигуна вузли тертя внаслідок малого зовнішнього навантаження та слабкого нагрівання поверхонь тертя та мастила володіють достатньо високою гідродинамічною здатністю. Можливе підвищення навантаження на наступних етапах недостатнє для розриву суцільного мастильного шару, тим більше, що при переході на наступний режим, переважно, першопочатково підвищується частота обертання колінчатого валу в результаті чого збільшується вантажопідйомність масляного шару.

Внаслідок порівняння декількох варіантів науково-обґрунтованої програми обкатки дизель-генераторної установки було проведено коректування режимів навантаження на основі даних графо-аналітичного аналізу навантажень, що приводяться. У відкоректованій програмі (див. рис[^] ' 3.5., табл 3.2) навантаження двигуна відбувалось ступенями, що зменшувались по мірі зростання навантаження, з загальним підвищенням навантаження на початкових режимах.

У науково-обґрунтованій програмі обкатки збережено пробний запуск і три режими навантаження із зупинками, регулюванням та розбивкою по позиціях аналогічно серійній програмі.

На основі вищевикладеного і даних спектрального аналізу мастила були розроблені науково-обґрунтовані режими обкатки дизель-генераторів 14Д40. За основу взята серійна програма обкатки із збереженням ступенів приросту навантаження і частоти обертання, порядку виходу на номінальну



1 - серійна програма
 2 - прискорена програма

Рис 3.5 Зміна відносних приростів крутильного моменту та частоти обертання дизеля при обкатці

Позиція контролера	Частота обертання об/хв	Навантаження кВт	Тривалість, режимів, хв				Приріст навантаження	Відносний приріст навантаження	Крутильний момент	Приріст Крутиль - Менту АМк	Відносний приріст крутильного моменту
			0	1	2	3					
0	4	0	1	5	2	2	0	0,00	0,00	0,00	
1	4	1		1	-		200	1,00	515,00	515,00	
2	4	2		5	2	2	110	0,88	569	247	
3	4	3		1			105	0,80	778	209	
4	4	4		5	2	2	100	0,80	954	176	
5	5	5		1			95	0,76	1102	148	
6	5	6		5	2	2	95	0,76	1236	134	
7	5	7		1			90	0,72	1348	112	
8	5	8			10	2	90	0,72	1451	103	
9	6	9			5	5	90	0,72	1549	94	
10	6	9			10	2	80	0,64	1615	70	
11	6	10			5	5	70	0,56	1664	49	
12	6	11			10	2	70	0,56	1709	45	
13	7	11			5	10	70	0,56	1751	42	
14	7	12			10	210	60	0,48	1776	25	
15	7	13			20	80	60	0,48	1799	23	
0	4	0		2	2	5	0	0	0	0	
Сумарна тривалість режимів , хв			15	62	85	141					
Загальний час обкатки, хв;(год)			303 (5 год 03 хв)								

Дизеля 14Д40 по скороченій програмі та їх

характеристика.

Та.блиця 5.2

Режими обкаточних випробовувань

ДМкі

ДМкі

потужність і кількості зупинок двигуна для огляду. Було ско-рочено час роботи на малоефективних позиціях контролера і загальна тривалість обкаточних випробовувань доведена до 5 год.03 хв.

3.4. Розробка раціональної програми обкатки допоміжного обладнання при проведенні реостатних випробовувань в умовах депо

У відповідності із інструктивною вказівкою по перевірці працездатності компресорів типу КТ від 22.12.1979 р. і по програмі ТУ 34-915-73 Полтавський турбомеханічний завод обмежував обкатку своєї продукції часом 6,5 год., переносючи всю основну частину обкатки на період початкової експлуатації. По даних ряду досліджень обкатка поршньових машин є досить довготривалою (від 15 до 60 год.).

На теперешній час заводом розроблена нова тимчасова інструкція на правила і методи випробовувань компресорів типу КТ на стендах заводу.

На тепловозі визначити витрату потужності компресором на початку експлуатації і в кінці обкатки, а також час обкатки дуже важко. Значно легше це зробити на спеціальному випробовувальному стенді.

При випробовуванні компресора нас цікавить зміна потужності компресора за певний період часу обкатки, а також момент при якому зміна потужності закінчується.

Частота обертання колінвалу, об/хв.	400	450	500	550	650	700	750
Тривалість роботи Компресора, хв.	30	35	35	35	60	60	35

На початку випробовувань знімалась паспортна характеристика дослідного компресора в режимі нагнітання на

двох частотах обертання колінчатого валу дизеля: 440 об/хв і 750 об/хв.

Проведені дослідження в тепловозній лабораторії ХарДАЗТ показали, що найбільш оптимальною для оцінки припрацювання компресора методом вибігу є початкова частота обертання колінчатого валу компресора порядку 440 об/хв.

Випробовування компресора КТ-7 проводилось по 10-годинному циклу завантаження з витримкою на кожному режимі ПВ-50%. (див. табл 3.3)

Та. Іїиця 3.3

Режими навантаження компресора типу КТ-7.

По завершенню кожного циклу випробовувань проводиться зняття паспортної характеристики компресора. Випробовування рахуються закінченими при стабілізації спожитої потужності компресора на протязі 3-бох контрольних замірів. Контроль стабілізації здійснюється методом вибігу, при якому визначається

час за допомогою секундоміра при зниженні частота обертання колінвала компресора від 440 об/хв до 50 об/хв.

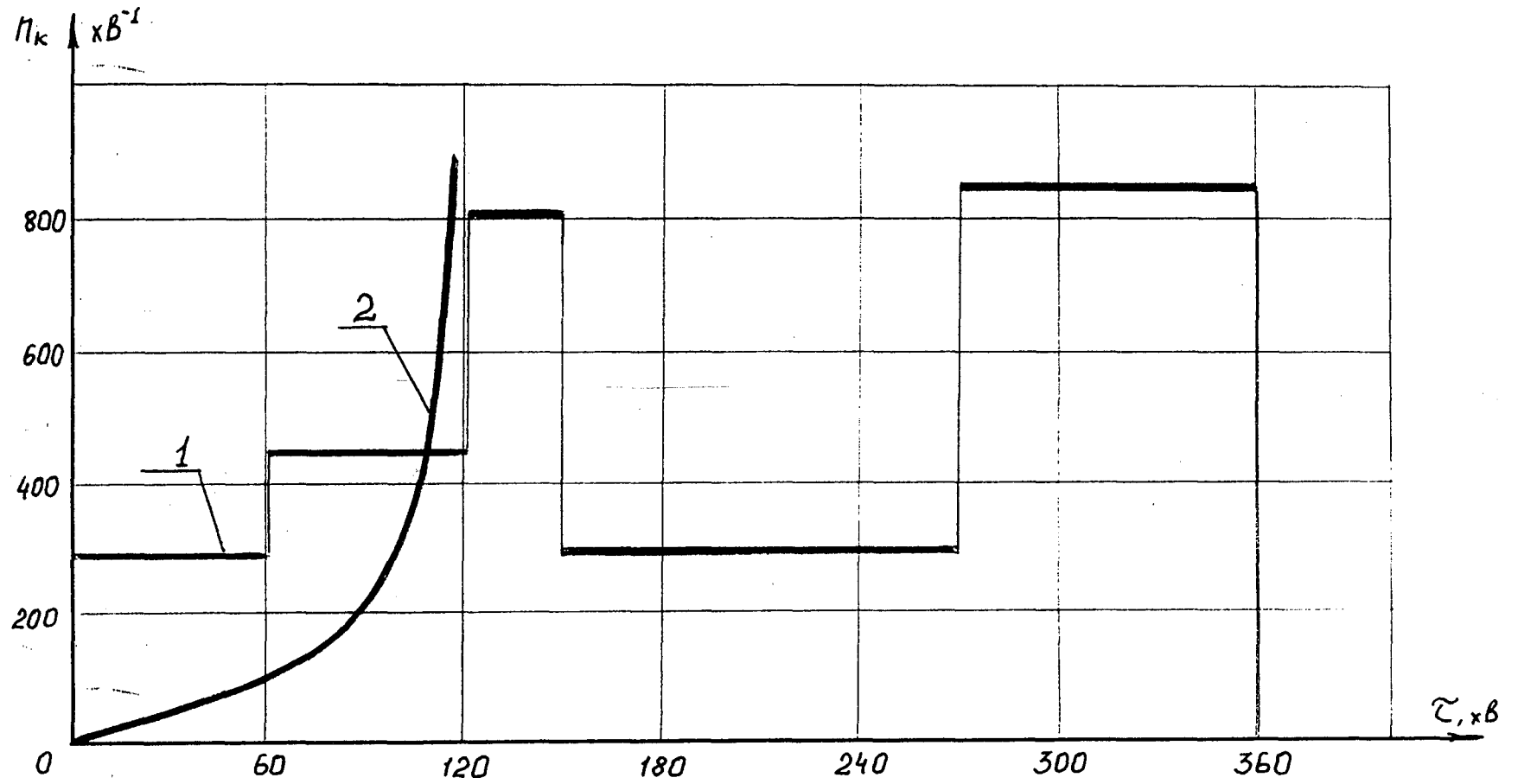
В процесі випробовувань компресора температура мастила повинна бути не більше 80°C, тиск мастила в межах 0,3-0,33 Мпа і тиск в гальмівній магістралі - 0,75-0,90 Мпа.

Тиск в гальмівній магістралі такий же, як і робочий тиск в повітряних резервуарах і живлячій магістралі тепловозів 2М62.

Розроблена інструкція передбачає 2-х годинну обкатку, починаючи з мінімально можливих обертів (250 об/хв) із неперервним повільним збільшенням швидкості тертя і питомого тиску в початковий період обкатки і різким ростом швидкості тертя і питомого тиску в кінці. Така обкатка дозволяє отримати мікрорельєф поверхонь тертя, який забезпечує утворення більш зносостійких вторинних структур на поверхні тертя і, як наслідок, зменшення зносу в процесі наступної експлуатації.

На рис_ 3.6 приведені режими обкатки компресорів типу КТ по серійній та прискореній програмах.

Аналіз пошкоджень і непланових ремонтів на мережі залізниць показує, що біля 20% відказів на тепловозах відноситься до допоміжного обладнання і їх приводів, які при встановленні на тепловоз не проходять попередньої обкатки. В якості приводів допоміжного обладнання на тепловозах типу 2М62 широко використовуються роздаточні редуктора, карданні вали, муфти і гідропривід.



/ - серійна програма
Δ - прискорена програма

Рис 3.6 Режимы припрацювання компресора типу КТ.

При випробовуванні редукторів для оцінки зміни їх механічних втрат в процесі припрацювання визначають розподілення потужностей на привід допоміжного обладнання тепловоза і їх абсолютні значення на комбінованому випробовувальному стенді

По перших двох групах на стенді є все необхідне обладнання і проводяться планові роботи по випробовуванню після ремонту гідроприводу, заднього розподільчого редуктора і переднього. Для випробовування редукторів привода вентилятора головного генератора завершується на заводі виготовлення технологічного обладнання.

Крім того, на стенді є технологічно обкатані гідроприводи, задній розподільчий редуктор. Наявність їх дає можливість окремо випробувати як гідроредуктор, так і задній розподільчий редуктор. Стенд забезпечує задану частоту обертання ведучих валів допоміжного обладнання, що випробовується, та зняття необхідних потужностей із ведених валів. Стенд має власну систему змащування, що забезпечує підтримування заданих величин тиску та температури мастила на вході вузлів випробування та примусову його відкачку із картера.

	Показання приладів, кВт			
	Фактичне навантаження на валу, кВт			
Наіменування ел.двигуна	ід	2Д	ДПі	<u>2 11 12</u>
			Режими навантаження редукторів.	
Гідропривід та Задній роподі- Льчий редук- тор	160	75 125		$125*185*10^{-3}$ 23
Передній роз- подільчий ре- дуктор	62		$115*130*$ $*10^{-3}$	$115*185*10^3$ 23
Привід венти- лятора ГОЛОВ -	30			$105*155* 10^3$

Iea-Ялиня 3.Ч.

Принципова схема модернізованого комбінованого стенду представлена на рис.. 3.7.

В табл 3.4 приведені покази приладів в залежності від навантаження на валах редукторів, що випробовуються, відповідають режимам їх роботи на 15 позиції контролера машиніста.

Результати режимів навантаження, котрі були отримані при стендових випробовуваннях компресорів та допоміжних агрегатів в повній мірі використані при обкатці даних агрегатів безпосередньо на тепловозі.

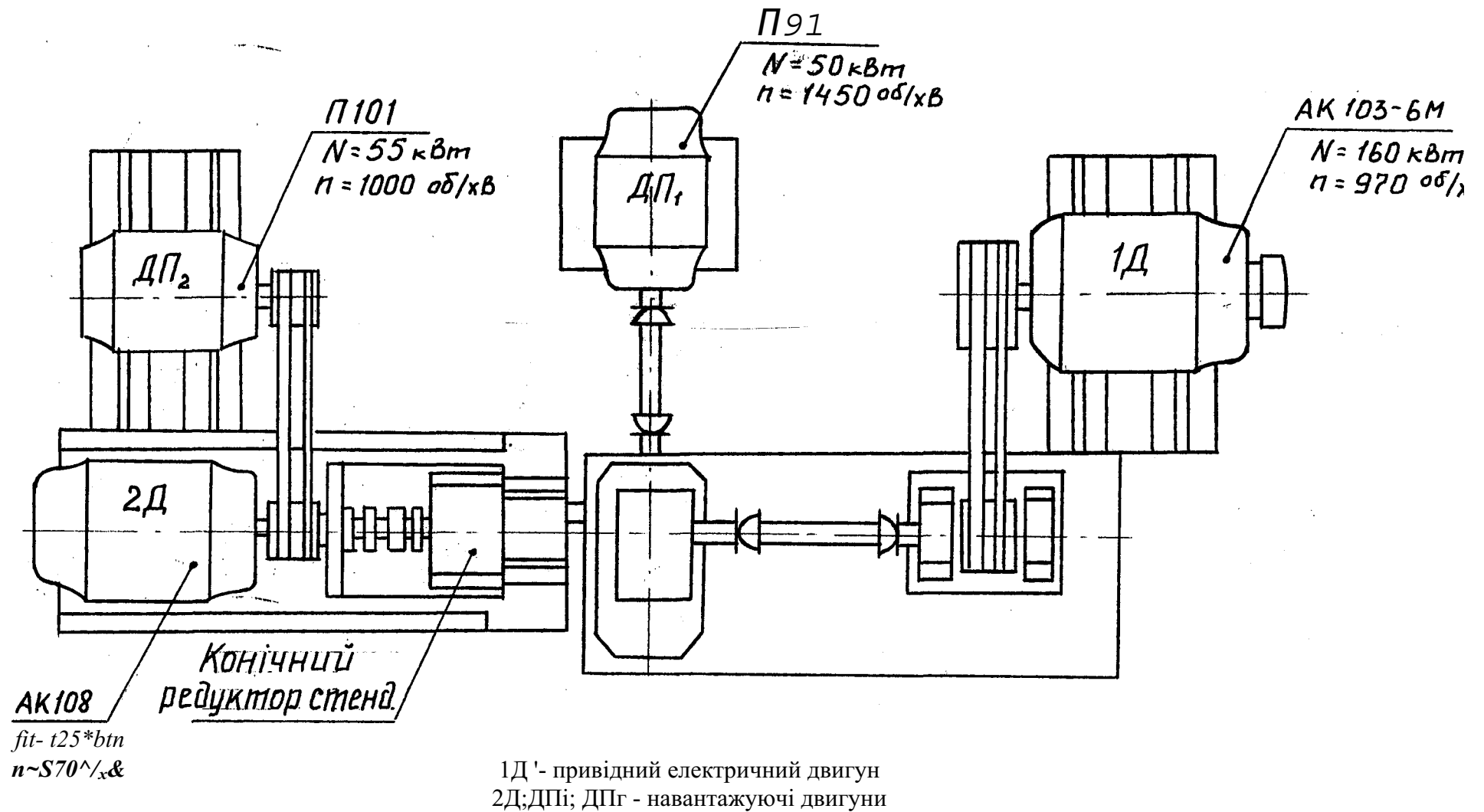


Рис., 3' р Схема комбінованого стелю для обкатки допоміжних агрегатів тепловозів

3.0 Методика врахування впливу основних факторів при порівнянні результатів реостатних випробовувань

Для достовірної оцінки зміни повної потужності дизеля та допоміжних агрегатів тепловоза, як в період експлуатації, так і в період припрацювання, необхідно враховувати при обробці результатів реостатних випробовувань вплив температури палива та води. Останній фактор може бути виключений за рахунок підтримування заданого температурного режиму дизеля в момент фіксації основних параметрів ДГУ.

Методика, що розроблена Виробничим об'єднанням “Луганськтепловоз” [1], дозволяє враховувати вплив температури дизельного палива та співставляти дані реостатних випробовувань, що проводились в різний час, тобто приводити потужності дизель-генератора практично до ідентичних умов.

На рис. 3.8 приведена номограма повної потужності, розроблена для тепловоза 2М62, на основі застосування даної методики.

В двигунах з газотурбінним наддувом спостерігається значна чутливість до змін атмосферних умов. При виконанні регламентних робіт, пов'язаних з відновленням рівня регулювання окремих систем і вузлів, при порівнянні параметрів робочого процесу дизеля, зафіксованих

в різний час, виникають труднощі в оцінці якості їх виконання і порівняння.

В останні роки створені докладні методи розрахунку сумісної роботи дизеля і турбокомпресора, що можуть бути використані для обліку впливу як атмосферних умов, так і впливу температур води, мастила і наддувочного повітря (методики Д.А.Портнова, Р.М.Васильєва-Южина, І.Гаврилюка, Б.І.Іванова та інших). Однак, всі ці методики громіздкі і вимагають абсолютно точних вихідних даних, котрі не завжди можна отримати. Крім того, помилка в оцінці вихідних даних неминуча, так як при ремонті дизеля є значне розкидання параметрів по технологічних неточностях в процесі виготовлення і збирання.

Для оцінки впливу різноманітних факторів представляє практичний інтерес метод малих відхилень, котрий дозволяє проводити розрахунки відносно змінних показників. При такому підході неточність у визначенні вихідних величин перестає грати вирішальну роль і результати забезпечують достатню точність для інженерних розрахунків.

При зміні аргумента x на величину Δx функція y , коли величина y пов'язана з величиною x функціональною залежністю $y=f(x)$ при $x=x_0$ величина $y=y_0$, може бути визначена з необхідною точністю, якщо її розкласти в ряд Тейлора

$$\Delta y = \frac{dy}{dx} \cdot \Delta x + \frac{d^2y}{dx^2} \cdot \frac{\Delta x^2}{2!} + \frac{d^3y}{dx^3} \cdot \frac{\Delta x^3}{3!} + \dots \quad (3.12)$$

Тут перший член ряду є головною частиною приросту функції. Тоді

$$\Delta y \approx \frac{\partial y}{\partial x} \Delta x \quad (3.13)$$

вираз (3.13) є наближенням. Степінь наближення залежить від нелінійності функції $y=f(x)$ і величини Δx .

При наявності багатофункціональної залежності $y=f(x,z,t)$ приріст функції визначається наближеним рівнянням

$$\Delta y = \frac{\partial y}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial y}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial y}{\partial t} \Delta t \dots \quad (3.14)$$

Якщо перейти від наближених до відносних приростів, рівняння (3.14.) прийме вигляд

$$\frac{\Delta y}{y_0} = \frac{\partial y}{\partial x} \frac{\Delta x}{x_0} + \frac{\partial y}{\partial z} \frac{\Delta z}{z_0} + \frac{\partial y}{\partial t} \frac{\Delta t}{t_0} + \dots$$

Позначимо

$$K_x = \frac{\partial y}{\partial x} \frac{x_0}{y_0}, \quad K_z = \frac{\partial y}{\partial z} \frac{z_0}{y_0}, \quad K_t = \frac{\partial y}{\partial t} \frac{t_0}{y_0},$$

Тоді рівняння (3.14.) перетвориться у вигляд

$$\frac{\Delta y}{y} = K_x \frac{\Delta x}{x} + K_z \frac{\Delta z}{z} + K_t \frac{\Delta t}{t} + \dots \quad (3.15.)$$

де K_x, K_z, K_t - коефіцієнти впливу при відносних приростах

$$\Delta x, \Delta z, \Delta t$$

Користуючись даними методиками можна привести основні параметри робочого процесу, що зняті в різний час і при різноманітних атмосферних умовах та стану рівня регулюючих систем двигуна до ідентичних умов роботи.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз режимів серійної програми реостатних випробовувань тепловозів 2М62 та результатів обкатки дизелів по цій програмі виявили значну кількість малоефективних режимів на яких припрацювання деталей тертя не проходить.
2. Розроблена прискорена базується на зменшенні тривалості роботи дизеля на малоефективних режимах, підвищення швидкості обертання колінчатого валу та навантаження дизеля, що забезпечує відповідні умови припрацювання пар тертя.
3. Режими навантаження допоміжного механічного обладнання, що встановлені на спеціалізованому стенді сожуть бути застосовані для обкатки допоміжного механічного обладнання безпосередньо на тепловозі.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ СЕРІЙНОЇ ТА ПРИСКОРЕНОЇ ПРОГРАМИ ПРОВЕДЕННЯ РЕОСТАТНИХ ВИПРОБОВУВАНЬ В УМОВАХ ДЕПО

Методика досліджень полягала в наступному: проводилась підготовка дизель-генератора до випробовувань; проводились обкаточні випробовування по серійній та прискореній програмах, при яких відбирались проби мастила, контролювалась витрата палива; здійснювались здаточні випробовування; проводився лабораторний спектральний аналіз дизельного мастила; опрацьовувались дані експериментів і будувались графіки залежності зміни концентрації продуктів зношення в мастилі від часу роботи двигунів, визначались механічні втрати основного та допоміжного обладнання; проводився контроль обкатаних двигунів в експлуатації.

При прокрутці непрацюючого дизеля від стороннього джерела замірювались: сила струму та напруга, частота обертання, температури мастила, охолоджуючої води і головки блока циліндрів.

4.1. Вимір витрати палива

Вимірювання питомої витрати палива на режимі повного завантаження повинно проводитись при потужності двигуна, що приведена до нормальних атмосферних умов.

Приведення потужності двигуна проводиться у відповідності із встановленими вимогами (див. розділ 3.4.3) .

Злив палива, що просочилось із форсунок, якщо випробування проводяться безпосередньо на тепловозі, направ- ляється в паливний бак тепловоза.

При вимірюванні питомої витрати палива врахову- валось неточність встановлення завантаження.

В загальному вигляді формула для розрахунку питомої витрати палива на режимі повної потужності (без врахування його теплотворної властивості) записується так:

$$L_{\text{в}} = \frac{L_{\text{В}} \cdot 3600}{P_{\text{e.p}} - (P_{\text{e.d}} - P_{\text{e.f}}) \cdot \tau} \quad (4.1)$$

де $L_{\text{В}}$ - надбавка палива, г;

$P_{\text{e.p}}$ - величина повної потужності, кВт;

$P_{\text{e.j}}$ - приведена потужність на клеммах генератора для даної температури всмоктуючого повітря і атмосферного тиску, на яку потрібно заванта-

жувати дизель;

$P_{\text{e.f}}$ - фактичне навантаження на клеммах генерато- ра,кВт;

τ - час вимірювання витрати надбавки палива, с.

В результаті простих перетворень ця формула може бути представлена:

$$A = \frac{P_{\text{e.p}} \cdot L_{\text{В}} \cdot 3600}{P_{\text{e.p}} - (P_{\text{e.d}} - P_{\text{e.f}}) \cdot \tau} \quad \frac{AB-3600}{P_{\text{e.p}} - (P_{\text{e.d}} - P_{\text{e.f}}) \cdot \tau}$$

де

$$A = \frac{P_{\text{e.p}}}{P_{\text{e.p}} - (P_{\text{e.d}} - P_{\text{e.f}})}$$

де А - коефіцієнт, що враховує неточність встановлен-
 рівний 1. ня навантаження, який при $P_e j = P_e f$ буде

При випробовуванні на часткових навантаженнях пи-
 тома витрата палива визначається за формулою:

$$b = \frac{A \cdot 3600}{P_e \cdot f \cdot t} \quad (4.3.)$$

або в перерахунку на теплотворну властивість палива

$$Q_h = 42700 \text{ кДж/кг} .$$

$$b = \frac{A \cdot 3600 \cdot Q_n}{Q} \quad (4.4.)$$

в перерахунку на $Q = 42000 \text{ кДж/кг}$

$$b = \frac{A \cdot 3600 \cdot Q_n}{Q} \quad (4.5.)$$

В кожному випадку витрата палива повинна ви-
 мірюватись не менше трьох раз і визначатись як середня
 арифметична величина всіх замірів для зниження методич-
 ної похибки. При цьому різниця часу окремих замірів не-
 повинна перевищува-ти +1 с. відносно середньоарифме-
 тичного значення результатів замірів.

Аналіз отриманих результатів дозволяє стверджувати,
 що значення витрати палива розподілені у послідовності,
 що характеризується нормально. Тому необхідно оцінити ма-
 тематичне сподівання та середньоквадратичне відхилення,
 так як ці два параметра повністю визначають нормальний
 розподіл [66].

№ Заміру	Годинна витрата палива, кг/год.			
	Номер тепловоза			
	0812"А"	0176" А"	0228"Б"	0157"А"
1	338	277	348	318
2	292	300	327	300
3	360	284	309	327
4	309	327	338	292
5	284	300	327	284
6	348	318	348	327
7	318	309	318	300
8	309	292	300	284
9	300	284	338	318
10	327	309	284	327
11	348	338	300	338
12	318	309	309	300
13	309	318	292	348
14	327	327	309	309
15	309	292	292	292
16	338	338	300	327

В кінці обкаточних випробовувань визначалось закін-

чення припрацювання по стабілізації витрати палива. Ре-

зультати заміру витрати палива зведені в табл 4.1.

TclS/iul-iQ tf- /

Результати заміру витрати палива після

закінчення обкаточних випробовувань

тепловозів 2М62.

№ заміру	Годинна витрата палива, кг/год,			
	Номер тепловоза			
	0812"А"	0176" А"	0228"Б"	0157"А"
	Продовження Табл 4.1.		3	4
17	327	327	338	318
18	318	309	318	309
19	292	300	292	309
20	338	309	300	327
21	327	300	338	309
22	309	327	309	327
23	292	292	348	338
24	318	338	318	292
25	300	309	300	284
26	348	338	292	300
27	318	327	338	327
28	292	309	309	284
29	318	300	292	318
30	327	327	318	309

Для визначення оцінок математичного очікування X_c
дисперсії S_x і середнього квадратичного відхилення S_x мо-
жуть бути використані наступні залежності:

$$T_x \rightarrow X - \frac{\sum_{i=1}^N X_i}{N} \quad (4.6.)$$

$$\sum_{i=1}^N S(x_i - \bar{x})^2 \quad (4.7.)$$

де N - число спостережень;

X_i - кількісний признак, отриманий в результаті спостережень.

Стосовно даної задачі залежності мають вигляд

$$V_c = \sum_{i=1}^N V_{ci} \quad (4.8.)$$

$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$

$i=1$

$$X = \sum_{i=1}^N Y_i \quad (4.10.)$$

де N - число замірів витрати палива;

V_{ci} - значення годинної витрати палива при i -тому замірі.

Враховуючи, що значення годинної витрати палива

V_c пов'язано з питомою ефективною витратою палива

g_e залежністю

$$V_c = 10^3 \frac{N_e}{g_e} \quad (4.11.)$$

де N_e - ефективна потужність двигуна, кВт.

Приведемо рівняння до наступного виду:

$$10^3 \frac{N_e}{g_e} = \sum_{i=1}^N V_{ci} \quad (4.12.)$$

$$\sigma_{g_e}^2 \rightarrow S_{g_e}^2 \quad N_e = V_c \quad (4.13.)$$

$$\sigma^2 \rightarrow S_{ge} \quad (4.14)$$

Як відомо, точність оцінки результату не дає інформацію про степiнь наближеностi оцiнки до відповідного теоретичного параметру. Тому, більш інформативний спiсiб оцiнювання невідомого параметру полягає не у визначеннi одиночного крапкового значення, а в побудовi iнтервалу, в котрому iз заданою стелiнню вiрогiдностi буде знаходитись параметр, що оцiнюється, тобто в побудовi так званої iнтервальної оцiнки параметру [67].

Для визначення iнтервальної оцiнки параметру витрати палива задаємся вiрогiдною iмовiрностю $P=0,95$. При цьому рiвень значимостi, що використовується при побудовi вiрогiдного iнтервалу, складає $q=1-P=0,05$.

Формули для побудови довiрчого iнтервалу математичного сподiвання, дисперсiї i середньоквадратичного вiдхилення мають наступний вигляд.

$$\bar{X} - t_{v, \alpha = \frac{q}{2}} \cdot \frac{S_x}{\sqrt{N}} < m_x \leq \bar{X} + t_{v, \alpha = \frac{q}{2}} \cdot \frac{S_x}{\sqrt{N}} \quad (4.15.)$$

$$(4.16.)$$

$$\sqrt{\frac{v S_x^2}{X^2}}_{v, \alpha = \frac{q}{2}} < \sigma_x \leq \sqrt{\frac{v S_x^2}{X}}_{v, \alpha = \frac{q}{2}} \quad (4.17.)$$

В цих формулах число ступенів свободи визначається як $\nu = N - 1$. Аргумент t_2 визначається в залежності від числа ν ступенів свободи і від рівня значимості g - імовірності $P\{t > t_{fcp}\}$ - для t -розподілень Ст'юдента із використанням додатку 5 [68]. Значення оцінок математичного сподівання, дисперсії, середньоквадратичного відхилення, а також довірчих інтервалів цих оцінок, розраховані по даних залежностях та приведені в табл 4.2.

Таким чином, проведена статистична обробка результатів обкаточних випробовувань дозволяє зробити висновок про стабілізацію витрати палива, котра складає 241,6 г/кВт год в межах довірчого інтервалу $+ 5,36$ г/кВт год при 95% довірчої імовірності.

4.2. Спектральний аналіз мастила

Динаміка зміни концентрації продуктів зношення в мастилі досліджувалась шляхом спектрального аналізу проб мастила, відібраного на різних етапах обкатки. Аналіз мастила проводився на фотоелектричному квантометрі МФС-3. Елементами індикаторів зношення були: залізо (втулка циліндра, поршень, поршневі кільця), мідь і свинець (підшипники шатуна і колінчатого валу), хром (хромовані поршньові компресорні кільця).

Для калібрування квантометра використовувались еталони, приготовлені на окислах елементів-індикаторів. Ка-

Параметр	Номер дизель-генератора				По даним 4-х дизель- генераторам
	4494	3449	3234	2836	
1. Математичне очікування M $B4$	Результати статистичної обробки даних заміру витрати палива після завершення обкаточних випробувань дизеля				$lc \pm 8ni \sim i$ 4. 2
M_{de}	3 1 8,6	3 1 1,3	3 1 4,7	3 1 1,4	3 1 4,0 5
2. Дисперсія σ^2 $B4$	3 7 8,3 2	3 0 6,1 9	3 8 4,3 8	3 2 1,1 4	3 4 8,0 9
σ_{de}^2	2 2 3,9	1 8 1,2	2 2 7,7	2 9 0,0	2 0 6,0
3. Середнє квадратичне відхилення $(Y$ $B4$	19,45	1 7,5	19,6	17,9	1 8,6 5 7
$(Y_{de}$	14,9 6	13,4 6	15,0 9	13,7 8	14,3 5
4. імовірність, P	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
5. Рівень значимості $Q = 1 - P$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
6. t - розподілення σ^2	2Д452	2,0452	2,0452	2,0452	2,0452
7. X $V, q / 2$ розподілу	45,722	45,722	45,722	45,722	45,722
8. X $V, 2 = 1 -$ q 2	16,047	16,047	16,047	16,047	16,047
9. Довірчий інтервал для M_{14} M_{ge} σ^2 нижня границя $B4$ верхня границя	7,262 5,59 24 0	6,53 5,03 19 4.2	7,32 5,63 2 4 4.1	6,69 5,15 2 0 3.7	6,966 5,36 2 2 0.8
σ^2 нижня границя Qe верхня границя	6 8 3.7 14 2 0	5 5 3.3 114.9	6 9 5.4 14 4.4	5 8 0.4 12 0.5	6 2 9.1 13 0.7
нижня границя $B4$ верхня границя	4 4 4.6 15.5	3 2 7.5 13.9	4 1 1.5 15.6	2 17.8 14.3	3 7 2.3 14.8 6
нижня границя Qe верхня границя	2 6.14 11.9	2 3.5 1 0.7	2 6.4 12.0 1	2 4.1 10.9 8	2 5.1 11.4
	2 0.1	1 8.1	2 0.3	14.8	1 9.3

лібрування проводилось перед аналізом кожної партії проб з одного або двох двигунів.

Періодичність відбору проб мастила (таблиця.4.3) складала від 10 до 30 хв., в залежності від тривалості роботи дизеля на заданому режимі навантаження. Проба мастила відбиралась в кінці поточного режиму обкатки (перед переходом на наступну позицію контролера машиніста), якщо тривалість режиму була не більше 20 хв., при більш тривалій роботі в середині і в кінці режиму або через кожні 15-30 хв. роботи на заданому режимі. При позапланових зупинках додаткова проба мастила відбиралась через 2-3 хв. після чергового завантаження. Відбір проб мастила проводився в наступному порядку. В спеціальну ємкість зливалось не менше 0,5 л мастила, потім проводився безпосередньо відбір проби. Об'єм проби - 100-150 мл. Проби відбирались на виході мастила з дизеля до фільтра грубого очищення. Крім записів параметрів роботи дизель-генератора, що передбачені протоколом випробовування, на кожній позиції контролера машиніста, з інтервалом 2-5 хв., фіксувались поточні значення струму навантаження та напруги головного генератора.

Для аналізу кривих зміни концентрації продуктів зношення необхідно ліквідувати "шум" експерименту, зберігши інформацію про дійсну функцію. Для цієї мети застосовують згладжування емпіричних даних [8]. Згладжування проводиться з допомогою многочленів, які наближають по методу найменших квадратів вибрані групи дослідних точок.

Положення контролер	Частота обертання к/в, об/хв	Потужність КВт	Тривалість режиму,	Номер проби	Примітка
0	400	0	5	0	І O-SnULfs 4 ■ 3 Порядок відбору проб мастила при обкатці двигуна по скороченій програмі.
0	400	0	0	0	
0	400	0	0	0	
0	400	0	5	1	Зупинка
1	400	125	10	2	
2	425	235	5	3	
3	450	340	10	4	
4	475	440	5	5	
5-7	500-525	535-720	10+5+10	6/6A/6Б	
0-7	400-550	125-720	8	7	
8	575	810	10	8	Зупинка
9	600	900	5	9	
10	625	980	10	10	
11	650	1050	5	11	
12	675	1120	10	12	
13	700	1190	5	13	
14	725	1250	10	14	
15	750	1310	10	15	
15	750	1310	10	15А	
0-12	400-675	125-1120	24	16	
13	700	1190	10	17	
14	725	1250	10	18	
15	750	1310	20	19	
15	750	1310	20	20	
15	750	1310	20	21	
15	750	1310	20	21А	

Застосовувалось згладжування многочленом першої степені або лінійне згладжування по п'яти точках, так як таке згладжування ви явилось найбільш оптимальним в нашому випадку. Згладжування многочленами третьої степені по 7-ми точках і многочленами більш високих степенів залишають погано згладженими велику кількість точок по краях таблиці і придатні для дуже великих таблиць.

Формули лінійного згладжування по 5-ти точках [8]

$$Y_0 = (Y_{-2} + Y_{-1} + Y_0 + Y_1 + Y_2)$$

$$Y_{-1} = (Y_{-2} + 3Y_{-1} + 3Y_0 + Y_1)$$

$$Y_1 = (Y_1 + 2Y_0 + 3Y_{-1} + 4Y_2) \quad (4.18)$$

$$Y_{-2} = (3Y_{-2} + 2Y_{-1} + Y_0 - Y_2)$$

$$Y_2 = (-Y_{-2} + Y_0 + 2Y_1 + 3Y_2)$$

В цих формулах прийняті наступні позначення. Середній точці групи приписується індекс 0, симетричні

точки отримують при цьому індекси +1, -2. Згладжувані значення по значаються хвилястою лінією. Головною формулою є формула згладжування середньої точки, тобто формула для решта формул застосовуються тільки на краях таблиці.

Якщо перше згладжування не дає достатньої гладкості таблиці, виконують повторне згладжування. Розрахунок повторного згладжування проводиться по тих же формулах. Відмінність полягає в тому, що першочерговими зна-

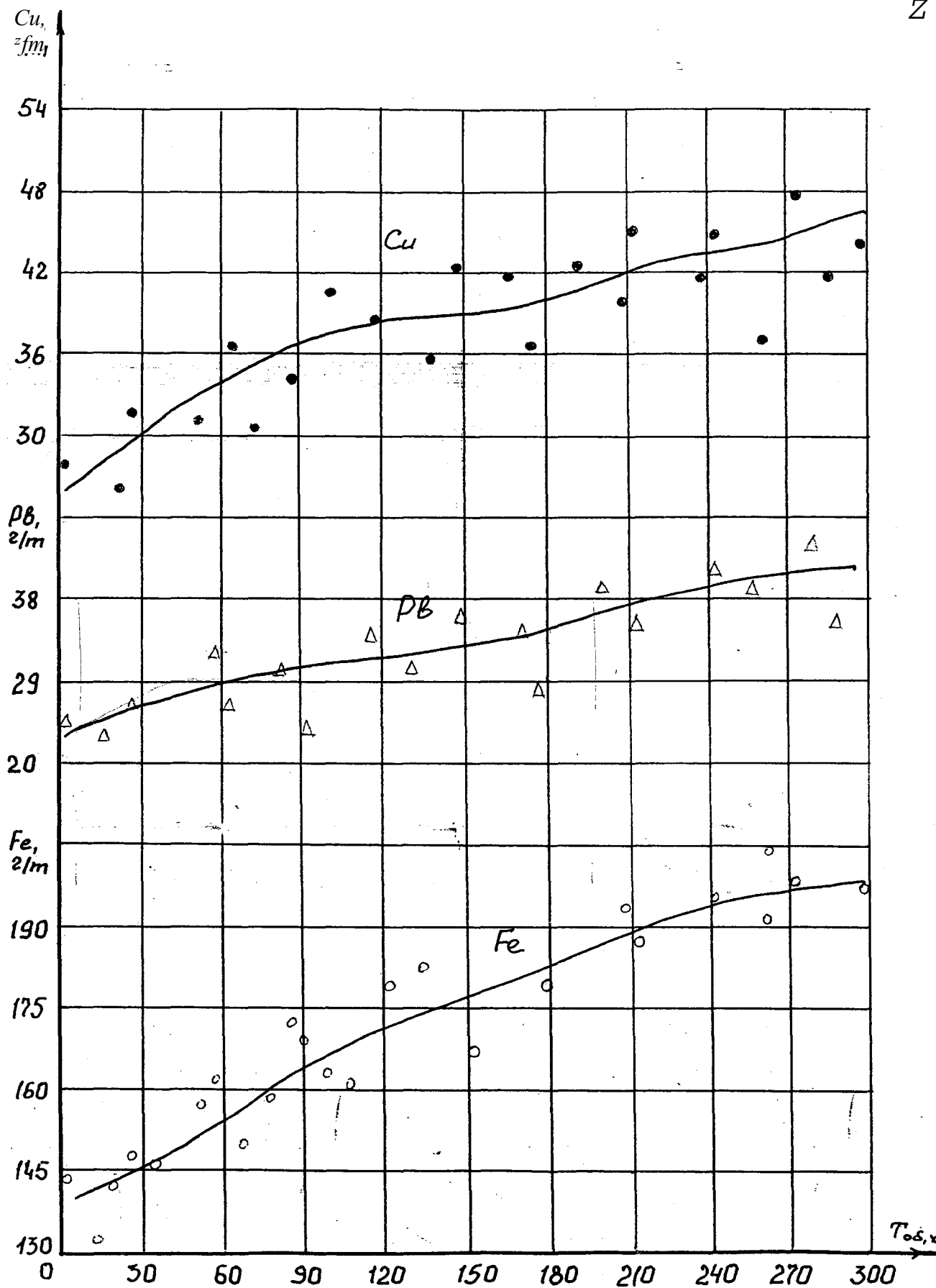
ченнями є точки, згладжувані значення позначаються двома хвилястими лініями зверху. Результати згладжування спектрального аналізу мастила по залізу приведено в табл 4.4.

По науково-обґрунтованій програмі було обкатано 4 дизеля. Дані спектрального аналізу (рис. 4.1) показали, що припрацювання поверхонь тертя проходить в цілому більш інтенсивно, ніж при обкатці по серійній програмі.

В цей же час аналіз проб мастила, відібраних під час здаточних випробовувань, показує, що припрацювання дизеля продовжується ще деякий час, але до кінця випробовувань закінчується.

Огляд дизелів (через люки картера та продувочні вікна) при здачі їх приймальнику Укрзалізниці показав, що всі вони мали хороше припрацювання поверхонь поршневих кілець та втулок циліндра. Викидів мастила у повітряний ресивер не спостерігалось. Параметри дизелів відповідали встановленим при випуску із деповського ремонту ПР-3.

Аналіз даних спектрального аналізу проб мастила показав, що припрацювання основних поверхонь пар тертя відбувалось більш інтенсивно і рівномірно по запропонованій методиці, ніж при обкатці по серійній програмі.



С-Ц - концентрація домішків міді
 P@> - концентрація домішків свинцю
 /*Є. - концентрація домішків заліза

Рис. 4.1 Результати спектрального аналізу мастила при обкатці ДГУ 14Д40 по прискореній програмі

4.3, Результата обкаточних випробовувань дизель-генераторів 14Д40 по серійній програмі

Результати випробовування дизель-генератора приведені в табл 4.5 і на рис., 4.2.

Параметри роботи двигуна знімались на проміжній стадії випробовування, причому ХУ-позиція відповідає Ш-у режиму обкатки. Після початку обкатки пройшло 3.8 год., тобто практично половина обкаточного часу. Із графіку на рис. 4.2 видно, що двигун практично не пройшов обкатку. Якщо навантаження на режимі (1310кВт) і температура випускних газів по циліндрах (445°C) практично відповідає параметрам обкатаного двигуна, то тиск в циліндрах (7,7 МПа), тиск наддувочного повітря (0,073 МПа) і особливо годинна витрата палива (див. заштриховану ділянку на рис. 4.2) свідчать про те, що двигун ще повністю не обкатаний. Звідси можна зробити висновок, що по зовнішніх параметрах, хоч і основних, не завжди можна визначити закінчення режиму обкатки.

Краще всього це можна визначити по сукупності параметрів, після їх стабілізації на певних режимах. Наприклад по зміні механічного ККД, по стабілізації витрати палива, температур і т.д., а ще точніше по сукупності цих параметрів. Причому, механічний ККД досить точно можна визначити методом двійного вибігу.

На рис. 4.3 показані результати визначення механічного ККД методом вибігу при обкатці двигуна на другому

P—M Поз	n, хв	I _э , А	r? В	P _„ , кВт	°К	^м.вих.' °К	\$ Г	^вих? °К	АР розр. ММ ВОД. ст.	P _„ , МПа	T 'S' °К	P _э , МПа										P _{1с?} МПа	рч, кг/год	
												1л/п	2л/п	3л/	4 л/п	5 л/п	6 л/п	1 л/п	2 л/п	3 л/п	4 л/п			5 л/п
XX/ 0	40	0	0	0	291	303	288	298	0	0,104	301	383	373	37	362	373	363	4,0	4,0	3,8	3,6	3,6	2,6	36
Результата випробовування дизеля Т4Д40 при обкатці по серійній програмі												368	383	8	305	345	385	3,8	3,8	3,6	3,0	3,8		
1/4	480	168 0	235	395	298	313	293	313	0	0,110	309	563	533	613	543	553	513	5Д	4,8	4,8	5,0	5,0	4,0	179
												553	563	553	533	518	573	4,8	5,2	5,1	4,8	4,8	5,2	
II/8	550	200 0	375	750	305	321	295	324	5	0,124	321	643	633	65	643	623	593	6,5	5,8	6,4	7,0	7,0	6,0	222
												643	623	3	613	603	623	6,3	6,4	6,4	6,4	6,8	6,8	
11/12	660	224 0	489	1090	308	327	298	323	9	0,145	340	703	693	71	698	683	673	7,0	6,8	6,8	7,4	7,4	5,6	200
												693	693	3	693	668	673	6,6	7Д	7fi	7,2	7,1	7,2	
11/13	720	2320	495	1149	309	327	287	319	10	0,160	345	633	623	66	653	633	623	7,2	6,4	6,6	7,0	6,8	4,2	340
												643	643	8	658	633	638	6,6	6,6	7,0	7,0	7,0	7,2	
11/14	720	2400	540	1295	311	327	298	323	10	0,166	353	693	698	69	703	678	688	6,6	6,6	6,3	7,0	7,0	5,8	=
												683	693	3	693	683	678	6,8	7,0	6,9	7,3	7,4	7,6	
III/14	750	256 0	510	1305	313	333	297	327	10	0,172	363	718	693	73	723	703	678	7,8	7,5	7,5	7,8	7,8	6,6	=
												703	703	8	708	693	687	7,6	7,8	7,7	7,6	7,9	7,8	
III/15	750	260 0	524	1360	313	335	299	323	15	0,175	388	743	733	72	713	773	723	8,0	8,0	7,6	7,6	8,0	7,8	=
												743	723	3	733	723	713	7,0	8,0	8,2	7,8	7,6	8,0	=

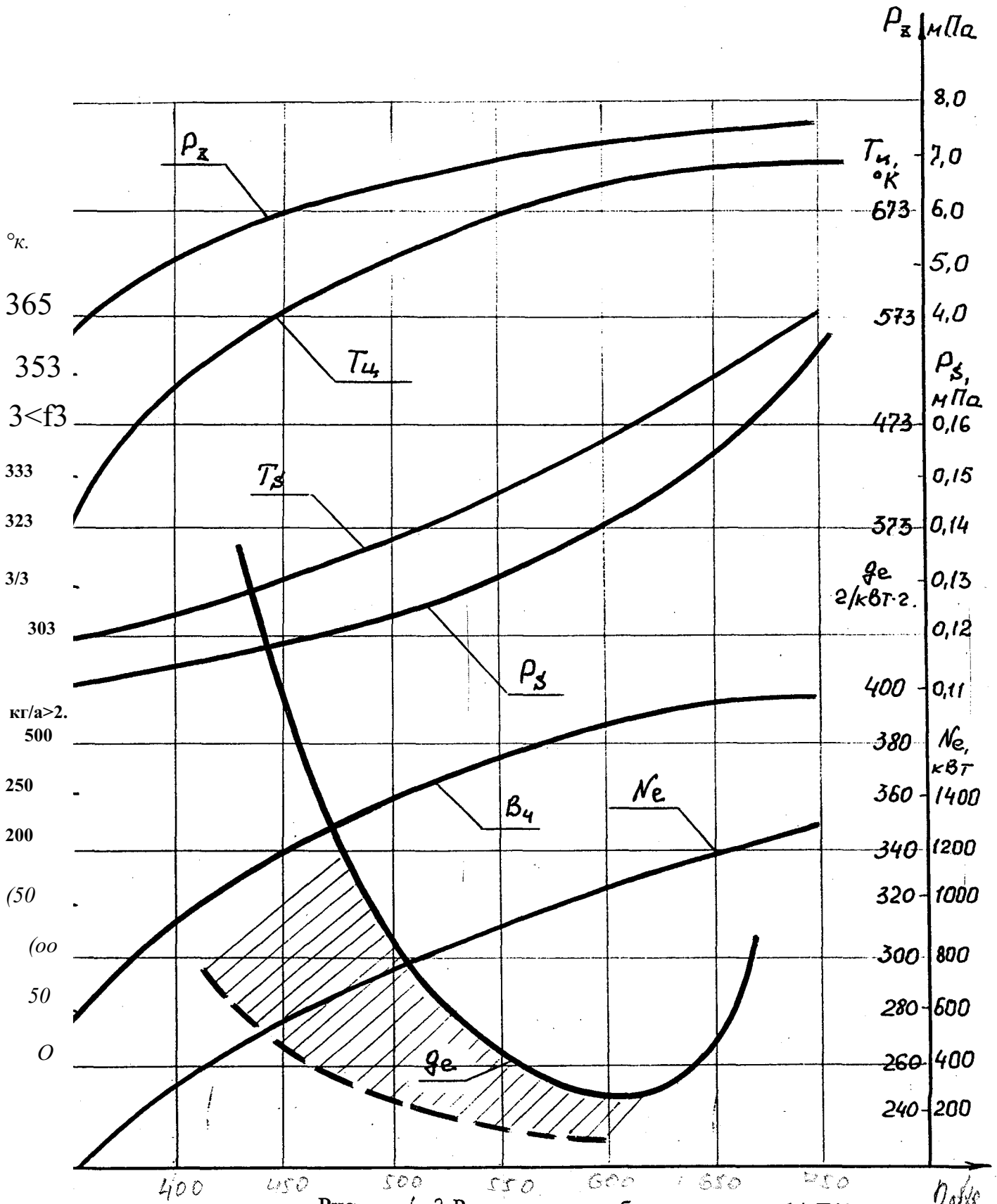


Рис. 4.2. Результати випробування двигуна 14-Д40 при обкатці по серійній програмі.

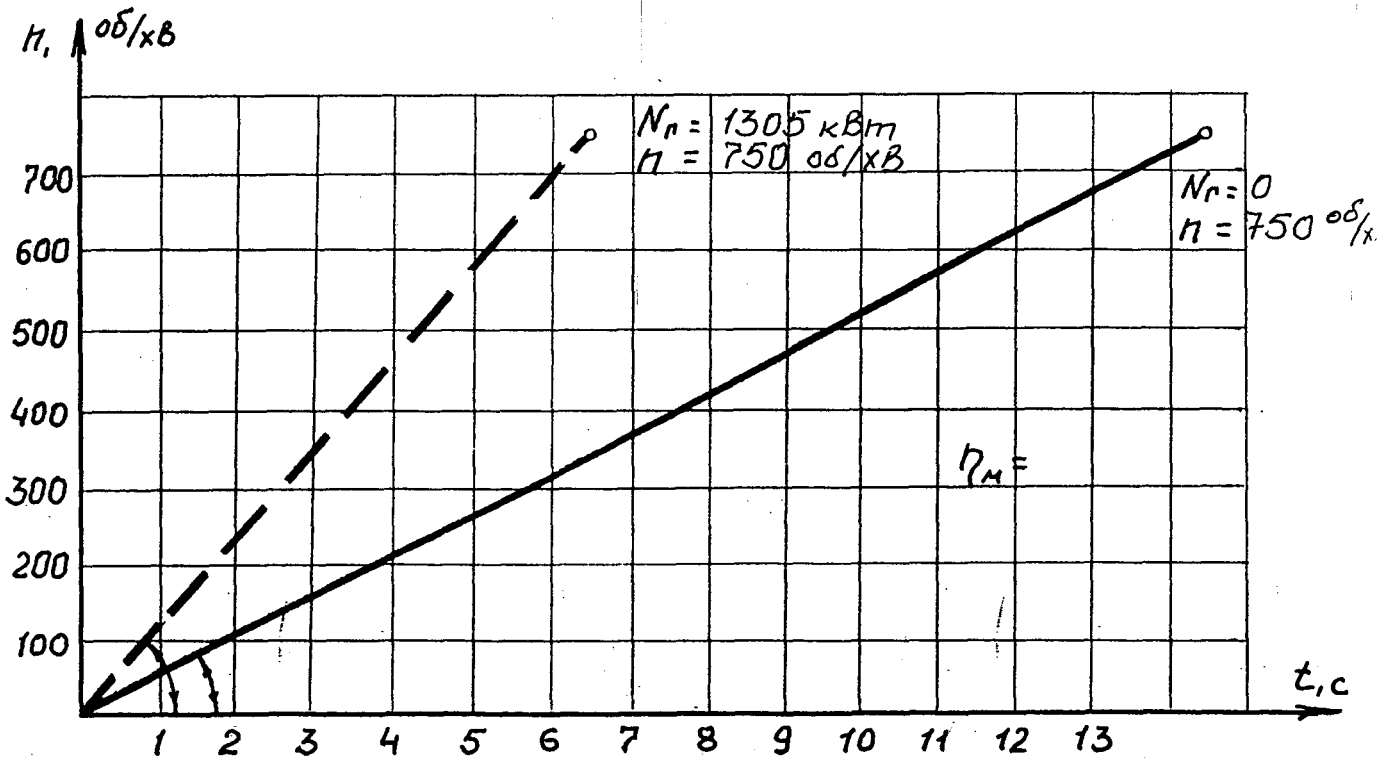
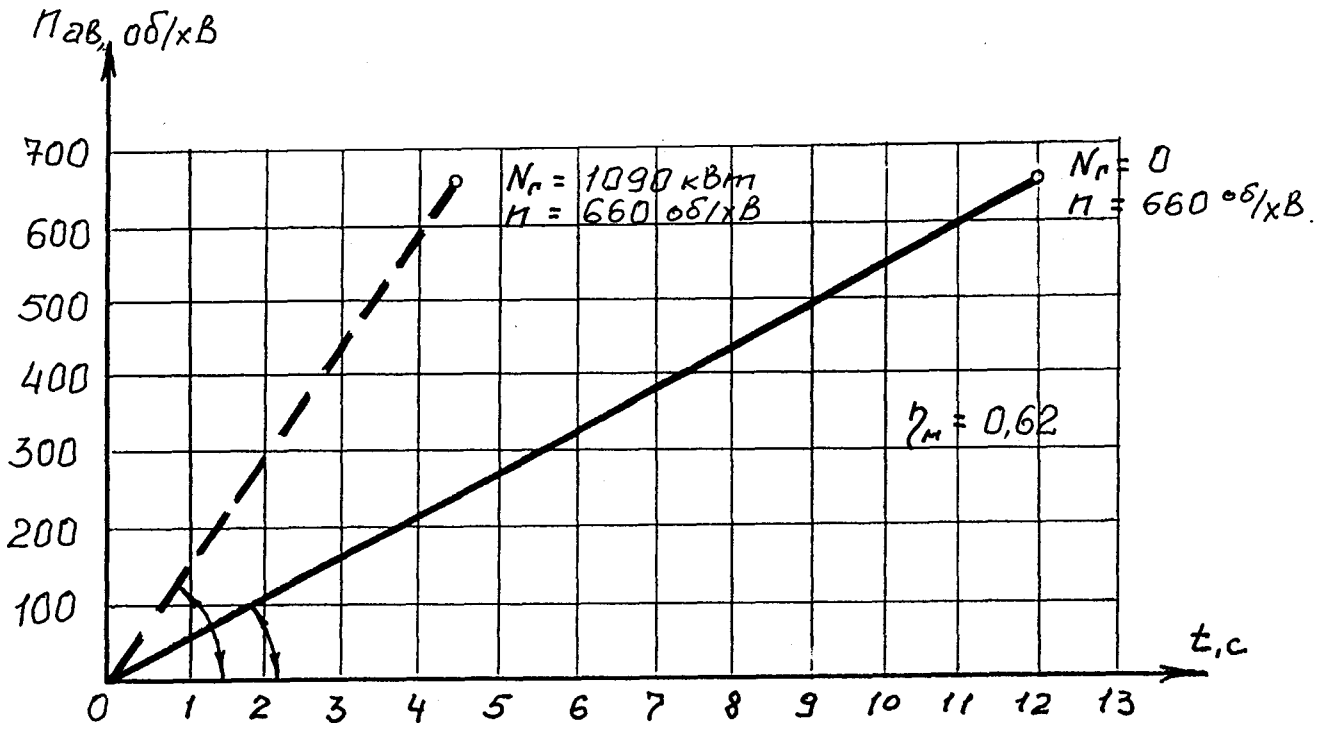


Рис. 4.3

Залежність механічного ККД від тривалості обкатки ДГУ по серійній програмі.

Ряд ци Ліндрів	Рц до обкатки					
	Рg після обкатки					
Лівий	0,103	0,116	0,081	0,158	0,108	0,143
	режимі (потужність 1020 кВт і частоті обертання 675 об/хв)					
Правий	0,15	0,176	0,185	0,137	0,132	0,159
	і на третьому режимі (потужність 1250 кВт, частота обер- тання 750 об/хв). З рисунка видно, що механічний ККД двигуна на другому режимі нижчий $\eta_m = 0,62$					

збільшується по мірі продовження часу обкатки. На третьому режимі $\eta_m = 0,65$.

Крім виміру параметрів роботи двигуна 14Д40, поданих в табл 4.5 , для оцінки припрацювання циліндро-поршньової групи був проведений вимір щільності даної групи перед початком обкаточних випробовувань і після них. Вимірювання щільності проводилось за допомогою модернізованого пристрою для опресовки циліндре - поршньової групи дизеля, розробленого ХПТ-ом [66]. Результати опресовки наведені в табл 4.6.

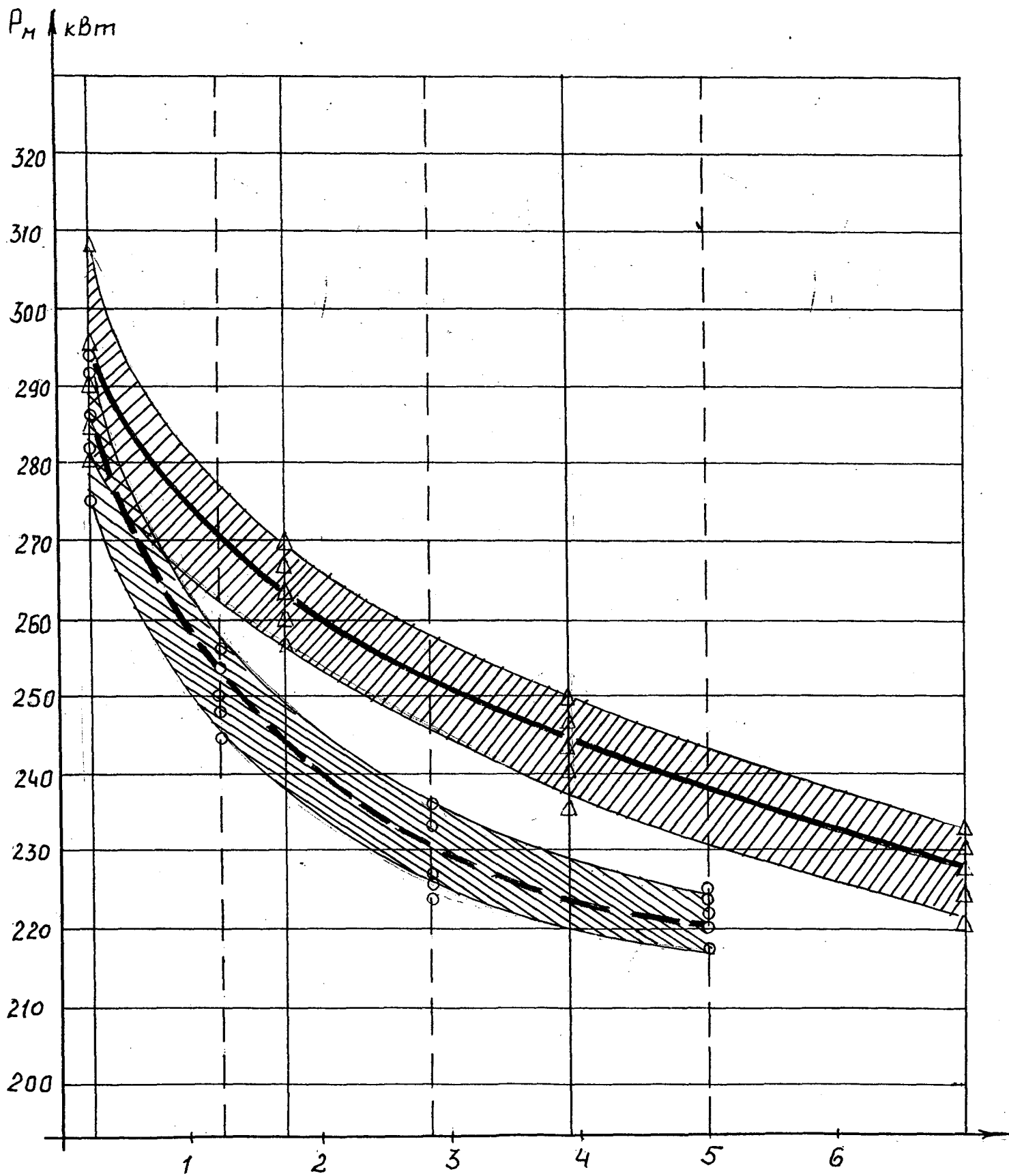
/0-5/7LJ ILS

Результати вимірювання щільності циліндро-поршньової групи дизеля 14Д-40.

Як видно із даної таблиці, значення відношення тиску після дросельної шайби пристрою Рц до тиску перед нею Рg виміряні до обкатки, значно нижчі, ніж значення ви-

мірянні після обкатки, що вказує на степінь припрацювання циліндро- поршньової групи дизеля. Порівняння отриманих результатів опресовки після обкаточних випробовувань з результатами опресовки для даного класу двигунів [66] показує, що отримані відношення $P_{ц}/P_{g}$ знаходяться в діапазоні даного діагностичного параметру, який характеризує закінчення процесу припрацювання.

З метою перевірки степені припрацювання вузлів двигуна 14Д40 та допоміжного обладнання безпосередньо на тепловозі проводилось визначення потужності механічних втрат методом прокрутки від стороннього джерела. Прокручування ДГУ та допоміжного обладнання проводилось з допомогою АвтоДІНа потужністю 500 кВт. В момент прокручування записувались показники струму та напруги по за якими визначалась потужність прокручування, що відповідало потужності механічних втрат основного та допоміжного обладнання. Прокручування проводилось безпосередньо після закінчення одного із режимів серійної обкатки обладнання тепловозів. Результати заносились в таблиці 4.7, по них, в подальшому, будувались графічні залежності зміни потужності механічних втрат від тривалості обкатки (див. рис 4.8 і 4.11).



ч£г— - серійна програма
 ■» »о>ж"г- прискорена програма

Рис, 4.8

Зміна потужності механічних втрат на привід обладнання тепловоза 2М 62 при обкатці.

Режим Обкат- ки	Номер Експери- менту	Тривал і тюбка тки	Часто - та обе -	Стру м, А.	Нап - ру- га,	По- туж - ніст	Рпр ком п ресо	Рп р вен -	Рпр гідр муф ти.
Проб- Ний Запуск	1	15	399	880	35	309	10,2	6,8	15,5
	2	15	397	870	33	290	9,4	6,9	15,8
	3	15	395	849	32	280	10,7	6,2	16,8
	4	15	400	872	33	295	9,5	6,6	15,6
	5	15	389	868	32	285	9,8	5,9	16,0
1 Режим	1	90	397	751	35	270	8,8	4,5	13,5
	2	90	397	769	34	268	8,5	4,6	12,8
	3	90	402	754	34	260	8,0	4,9	13,0
	4	90	395	768	34	265	8,6	4,2	12,9
	5	90	396	760	33	258	7,8	5,2	13,4
2 Режим	1	130	398	729	34	250	6,8	3,2	12,0
	2	130	400	730	33	248	7,4	3,4	11,2
	3	130	389	719	33	240	7,0	4,0	11,0
	4	130	395	732	33	245	6,2	3,0	11,6
	5	130	395	725	33	235	6,5	3,8	11,5
3 Режим	1	195	394	700	32	228	5,7	2,8	10,9
	2	195	395	713	32	232	6,2	3,1	10,5
	3	195	397	708	31	225	6,1	2,0	9,9
	4	195	398	702	32	229	5,5	2,6	10,8
	5	195	395	705	33	233	5,9	3,0	10,7

Таблиця 4.7
 Результати визначення потужності механічних втрат
 основного та допоміжного обладнання тепловоза
 2М62 при обкатці по серійній програмі.

4.4 Результата обкаточних випробовувань дизель-генератора 14Д40 по прискореній програмі.

На основі аналізу результатів обкаточних випробовувань дизель-генераторів 14Д40 по серійній програмі була розроблена і перевірена методика прискореної обкатки.

Випробовування по прискореній програмі проводились згідно режимів навантаження приведених в таблиці 3.2.

Зміна навантаження дизель-генератора 14Д40 по серійній програмі і прискореній програмі показано на рисунку 4.4.

Результати випробовувань дизель-генератора 14Д40 по прискореній програмі, представлена в таблиці 4.8.

Аналіз даних спектрального аналізу проб мастила показав, що припрацювання основних поверхонь пар тертя відбувалось більш інтенсивно і рівномірно, ніж при обкатці по серійній програмі.

Оцінка степені припрацювання вузлів двигуна 14Д40 на режимах прискореної обкатки здійснювалась по зміні механічного ККД, який визначався методом двійного вибігу. Крім цього, з метою визначення механічного ККД на режимах обкатки проводилось осцилографування робочого процесу в циліндрі двигуна.

Для визначення механічного ККД методом двійного вибігу проводився запис осцилограм вибігу. Для цього був використаний індуктивний датчик відмітника ВМТ і тахогенератор. Сигнал від датчиків поступав на осцилограф, при допо-

Режим Позиція	Трива- лість роботи хв	n, об	I, А	И ,	кВт	P 's' МПа	T Лs' ок	Pm, МПа		Pс, МПа Pс		T _с , ок						Tм.вх, ок	Tм.вах , ок	Tв.вах, ок	Ви, кг/год
								Зл	Зпр	Зл	Зпр	1л	2л	3л	4л	5л	6л				
XX	5	420	0	0	0	0,11	297	2,1	2,0	-	-	363	373	378	388	363	293	303	300	37,17	
												388	383	393	413	388					393
Z I	10	390	660	165	109	0,11	297	3,9	4,3	-	-	408	413	423	453	408	294	305	303	59,6	
												403	428	448	473	443					453
I ₋	5	396,5	960	220	211,2	0,112	303	4,0	3,8	-	-	453	473	468	503	443	295	307	208	-	
												433	468	473	533	483					503
Z 3	10	390	1240	245	304	0,114	305	4,4	4,0	3,8	4,6	518	513	533	548	493	298	311	315	-	
												463	528	533	573	533					558
I 4	5	475	1400	285	399	0,119	309	6,8	6,8	-	-	528	548	541	563	502	300	313	307	168	
												493	453	531	605	550					578
I ₋ 6	5	560	1672	335	560	0,127	313	5,8	7,6	-	-	583	578	573	593	553	304	319	322	-	
												543	593	563	633	583					583
I ₋	10	532	1840	365	672	0,130	316	7,6	7,6	3,8	4,6	643	613	628	563	613	305	321	326	-	
												713	623	603	673	618					643
II 8	10	580	1960	395	774	0,135	321	8,2	7,8	-	-	613	613	618	633	613	307	325	331	230	
												613	623	613	678	623					658
II 10	10	660	2120	435	922	0,145	329	8,6	8,2	-	-	663	633	628	643	643	311	328	335	-	
												633	653	633	558	663					693
II 12	10	680	2240	475	1064	0,157	342	9,2	9,6	6,6	6,2	653	663	643	683	683	313	333	338	200	
												663	663	653	733	693					653
II 13	5	700	2520	510	1285	0,165	347	10,0	9,6	4,4	4,8	683	683	663	703	713	316	334	341	343 -	
												683	703	673	873	718					753
II 14	10	725	2520	515	1298	0,175	354	9,7	9,8	5,2	5,6	713	703	693	623	783	317	335	343	-	
												722	713	688	803	743					793
II 15	20	740	2520	515	1298	0,180	365	9,8	9,8	5,0	5,4	693	693	693	718	728	318	335	345	-	
												698	713	693	778	718					743
III 14	20	725	2560	515	1318	0,180	369	10,2	9,8	5,4	5,7	708	698	673	723	738	318	336	343	-	
												713	718	693	788	733					753
III 15	80/	750	2640	530	1399	0,183	37-4	10,3	10,2	5,2	5,2	713	703	698	728	743	321	338	346	-	
												708	723	703	793	743					763

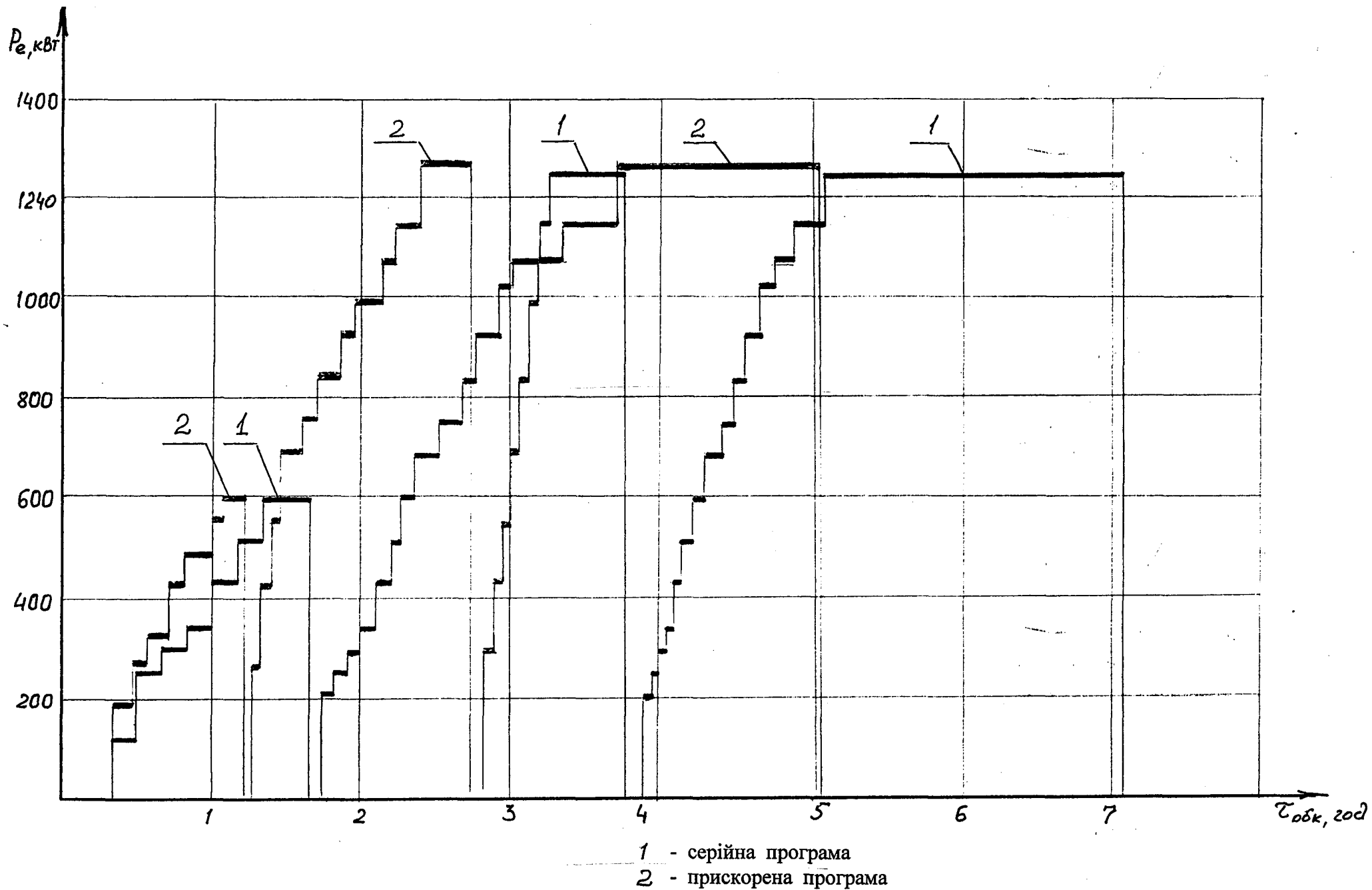


Рис. 4.4 Зміна навантаження дизель-генераторної установки в процесі обкатки.

мозі якого проводився запис сигналів по обертах колінчатого валу дизеля і сигнал затування відповідній частоті обертання колінвалу. Для зв'язку зміни обертів дизеля з часом, одночасно записувалась відмітка часу.

В результаті експерименту були отримані осцилограми вибігу двигуна, по даних яких (див. табл 4.9 і 4.10) були побудовані залежності тривалості вибігу "t виб." від часу обкатки (див. рис, 4.5). Для цього на осцилограмі визначається точка початку зміни обертів, а потім відраховується по відмітках часу вибіг до повної зупинки двигуна.

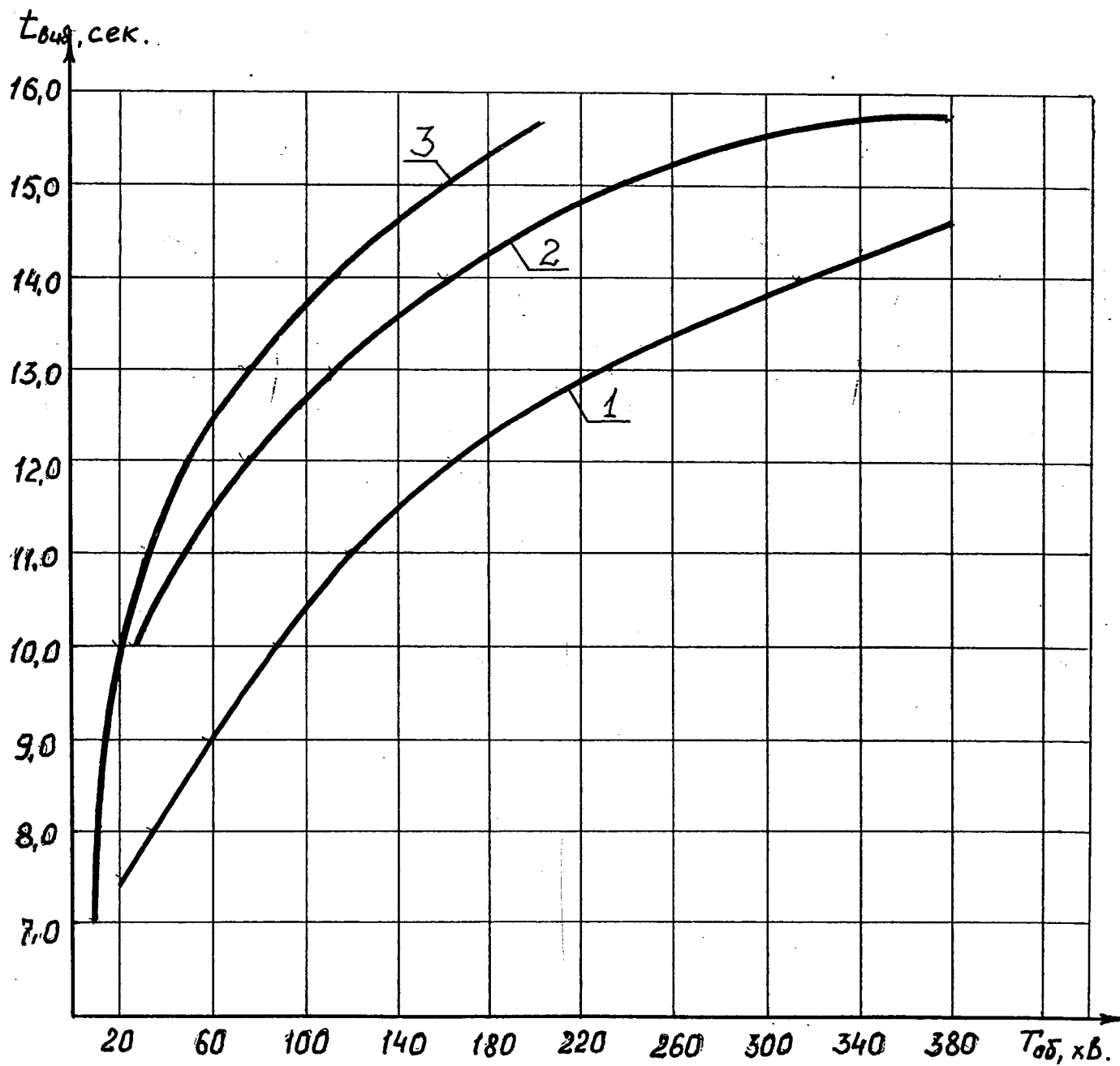
По отриманих даних була побудована залежність механічного ККД від потужності навантаження дизель-генераторної установки (див. рис, 4.6.), а також залежності механічного ККД від часу роботи (див. рис, 4.7).

Момент закінчення обкатки по прискореній програмі проводився по контролю потужності механічних втрат методом прокрутки від стороннього джерела, результат котрого занесений в табл 4.11 по даних якої побудовано графічну залежність (рис, 4.8 і 4.11).

На основі аналізу обкаточних режимів по повній та скороченій програмі можна зробити висновок, що час окремих режимах надто великий, так як на них відсутній процес припрацювання. Наприклад, на режимі 1 на 2,3,4 позиціях контролера машиніста час вибігу на холостому ході на протязі часу обкатки не змінюється і складає 9,8 сек.

Режим	Позиція	Тривалість роботи, хв	Навантаження, кВт	Число обертів виміру, об/хв	Час вибігу дизель-генератора при обкаточних випробуваннях по серійній програмі.	
1	0	5	0	400	12,0	
1	1	10	125	400		
1	2	10	210	425		
1	3	10	300	450		
1	4	10	395	475		
1	5	10	475	500		
1	6	10	560	525		
1	7	20	660	550		
2	8	10	750	575		13,0
2	9	10	840	600		
2	10	5	825	625		
2	11	10	925	650		
2	12	5	1020	675		
2	13	10	1070	700		
2	15	30	1250	750	14,5	
3	13	10	1070	700		
3	14	30	1150	725		
3	15	120	1250	750		
		Час без врахування перехідних позицій				
		Час з врахуванням перехідних позицій				

Режим / Позиція	Тривалість роботи Таблиця	Навантаженн я Результати оптимізації кВт генератора	Число оборотів /7,06/40	Час вибігу , сек дизель- генератора при обкаточних прискоренніях по програмі.
1 / 0	5	0	400	6,8
1 / 1	10	125	400	7,25
1 / 2	5	235	425	9,0
1 / 3	10	340	450	9,8
1 / 4	5	440	475	9,8
X / 5	10	535	500	10,6
1 / 6	5	630	525	10,7
1 / 7	10	720	550	10,9
2 / 8	10	810	575	10,9
2 / 9	5	900	600	11,8
2 / 10	10	980	625	12,4
2 / 11	5	1050	650	13,0
2 / 12	10	1120	675	13,5
2 / 13	5	1190	700	13,9
2 / 15	20	1310	750	14,2
3 / 13	10	11-90	700	14,5
3 / 14	10	1250	725	14,9
3 / 15	80	1310	750	15,4
	Час без врахування перехідних позицій, хв			
	Час з врахуванням перехідних позицій, хв			



- 1 - серійна програма
- 2 - прискорена програма
- 3 - можлива прискорена програма

Рис_ 4.5 Залежність часу вибігу від тривалості обкатки

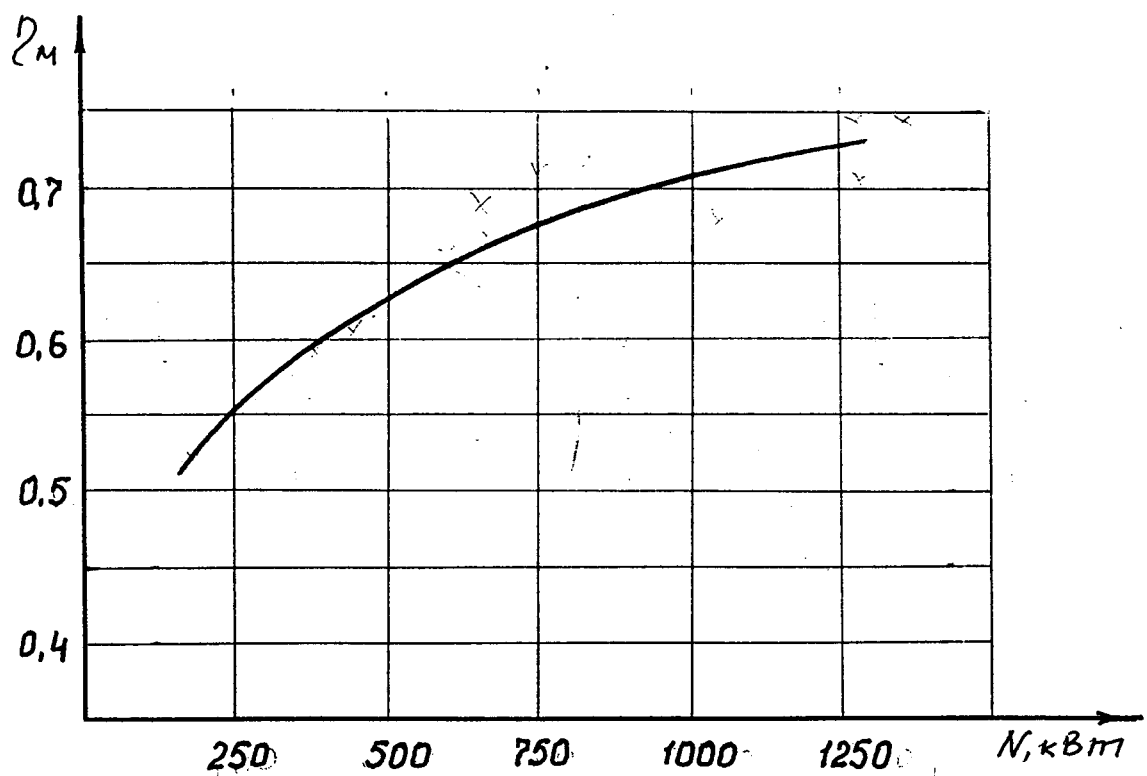
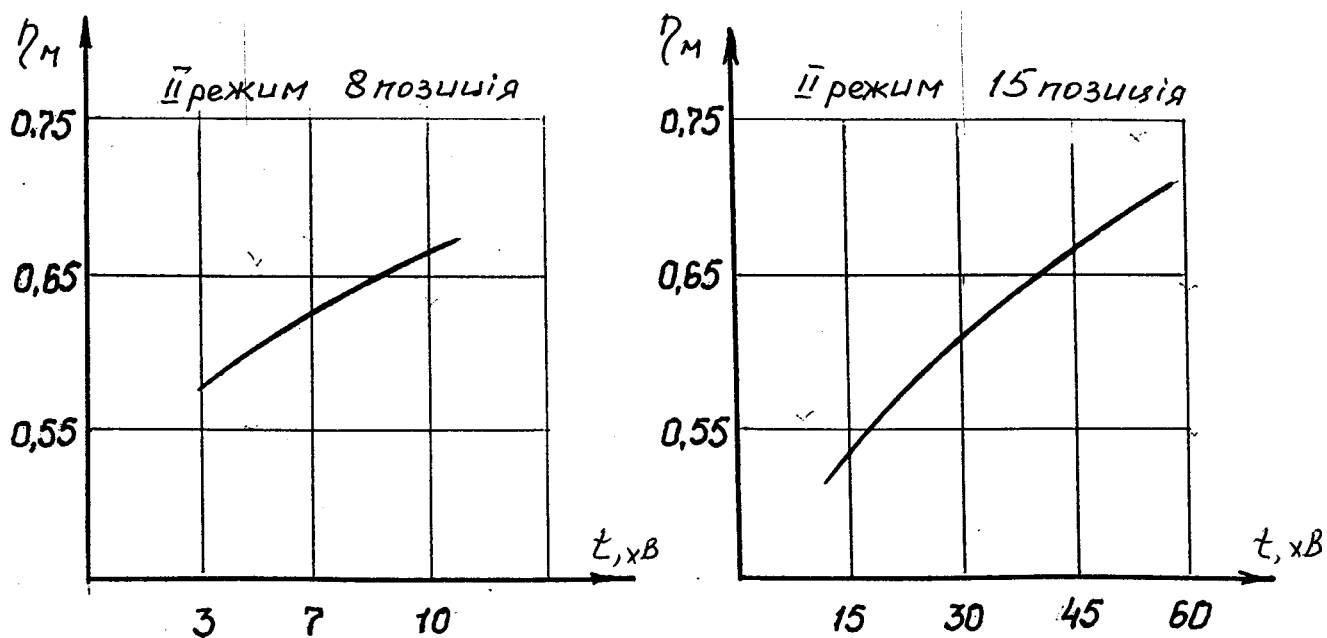


Рис 4.6 Залежність механічного ККД від навантаження дизель-генераторної установки.



4.7 Залежність механічного ККД від припрацювання дизель-генераторної установки.

Режим Обкатки	Номер Експе- ри- менту	Тривалі тубка тки Таблиця 4.11	Часто- та обе- - та А.1	Струм , А. Результат	Нап- - руг а, В. Визначення	По- туж- - ніст Рпр	Рпр ком п ресо н	Рпр Ве н	Рпр гідро муф- ти. потужності механічних
Проб- Ний Запуск	1	15	395	850	335	285	10,9	6,0	15,1
	2	15	385	865	335	290	10,0	6,2	16,3
	3	15	390	845	325	275	9,5	6,4	15,6
	4	15	392	848	331	281	9,4	5,8	16,8
	5	15	388	868	340	295	10,5	6,5	15,2
1 Режим	1	62	395	765	324	248	7,9	4,3	12,3
	2	62	391	774	316	245	8,5	4,1	13,2
	3	62	387	760	328	250	8,1	4,6	11,9
	4	62	390	764	311	255	7,5	4,0	13,0
	5	62	393	770	312	257	7,7	4,2	12,5
2 Режим	1	85	378	724	320	232	5,9	3,1	10,4
	2	85	395	726	314	228	6,6	2,9	10,5
	3	85	400	718	328	236	6,3	3,0	10,8
	4	85	395	715	310	222	6,0	3,4	11,0
	5	85	398	720	312	225	5,6	3,2	10,9
3 Режим	1	141	389	698	320	224	4,6	2,6	9,4
	2	141	385	710	309	220	5,3	2,5	10,2
	3	141	390	705	319	225	5,0	2,2	9,3
	4	141	392	705	309	218	4,8	3,0	9,5
	5	141	405	715	310	222	4,4	2,8	10,0

Стабілізація часу вибігу говорить про припинення припрацювання. Тому 3 і 4 позиції цього режиму із загальною тривалістю 40 хв. можна виключити, тим самим скоротити загальний час обкатки дизеля.

Таким чином, час обкатки дизеля 14Д40 по серійній програмі складає 7 год. а по прискореній програмі - 5 год. 03 хв. Однак, дані експерименту дозволяють зробити висновок, що ця скорочена програма також не є оптимальною. В якості прикладу для скорочення часу випробовувань можна запропонувати іншу програму, більш раціональну, коли обкатку на даному режимі можна припинити при стабілізації механічних втрат, або незначній їх зміні.

4.5. Випробовування компресорів та допоміжних агрегатів по серійній та прискореній програмі

При визначенні спожитої потужності локомотивним гальмівним компресором необхідно враховувати холодну обкатку, або так зване припрацювання компресора. При правильній обкатці потужність тертя деталей циліндро-поршнєвої групи зменшується, зменшується, відповідно, і спожита потужність компресора.

В лабораторії кафедри була проведена обкатка компресора по прискореній програмі, результати котрої зведені в табл 4.12.

№/№ пп	п об/хв	U _г , В	I _г > А	ρ ₁ КОМ	Р кгс/см ²	Час Хв
1	260	39	23	0,718	4,5	8,50
2	260	40	21,5	0,689	4,,5	8,57
3	260	38	20	0,608	4,56	9,13
4	260	38	19,5	0,599	4,2	9,17
5	500	70	24,1	1,35	4,7	9,39
6	500	69,5	22	1,23	4,5	9,49
7	500	70	21,8	1,22	4,4	9,59
8	850	108	25,9	2,5	4,7	10,00
9	850	108	25	2,16	4,5	10,05
10	850	108	24,5	2,11	4,5	10,10
11	850	108	25,05	2,08	4,4	10,15
12	1450	180	34	4,80	5,0	10,17
13	1450	180	32	4,80	5,0	10,22
14	1450	180	31,5	4,53	4,9	10,26
15	1450	180	31	4,46	4,9	10,37
Всього						107

Таблиця 4.12 Обкатка компресора з вентилятором.

На початку досліду і після кожного обкаточного режиму перевірялись вибіги при $n=440$ об/хв.

На рис^{4.9} приведено зміну витрати потужності на привід компресора і вибігу в процесі обкатки. Основні процеси припрацювання проходять на протязі 1 год. холодної обкатки з частотою обертання, яка не перевищує 500 об/хв. Збільшення частоти обертання до 750 об/хв. привели до деякого зростання потужності на привід компресора (при 500 об/хв. збільшився на 0,6-0,8 кВт). Це свідчить про виникнення підвищеного тертя, зв'язаного з початком наволокування металу взаєморухомих поверхонь.

На графіку приведено зміну часу вибігу компресора процесі обкатки. З графіка видно, що процес стабілізації не наступив після 3-х годин обкатки, це свідчить, що стендова обкатка не досягає необхідної мети. Реостатні випробову-

№/№	Час напру- цю-вання	п, хв ⁻¹	с _г В	l _г А	Р _{кв} кВт
1	0,5	850	175,8	288,3	44,61
2	3,5	850	177,3	291,3	45,46
3	200	850	179,0	280,9	42,76
4	1000	850	171,8	277,5	41,96
5	2000	850	168,9	280,3	41,68

вання тепловоза супроводжуються високими частотами обер-
тання компресора, що може приводити до виникнення
0,88
підвищеного тертя, зв'язаного з початком наволокування ме-
талу взаєморухомих поверхонь. Це повністю узгоджується з
висновками багатьох досліджувачів по тертю, [14,17,64, 78]
котрі відмічають, що при підвищених частотах обертання
процес припрацювання погіршується, так як з'являються
умови прихвачування взаєморухомих поверхонь.

В табл 4.13 приведені результати стендових ви-
пробовувань компресора КТ 7 по заводській програмі.

Випробовування компресора КТ 7 проводились в ре-
жимі ПВ=50% і протитиску Р=0,7-0,9 Мпа.

Таблиця 4.13 Результати випробовування
компресора КТ-7

Робота компресора на початковій стадії випробову-
вань на підвищеній частоті обертання (п=750 об/хв.) при-
вела до незначного підвищення потужності, спожитої ком-
пресором. Після 3,5год. роботи підвищення призупинилось.
Дане підвищення потужності свідчить про деяке наволоку-
вання металу на поверхні тертя. Із табл 4.13 видно, що в
інтервалі напруцювання 1000-2000 годин потужність
змінилась всього лише на 0,28 кВт і практично завершився

процес припрацювання компресора. Отже, за час експлуатаційної обкатки компресора КТ-7 механічні втрати зменшились на 4 кВт.

Для проведення випробовувань основних редукторів по оцінці зміни потужності механічних втрат в процесі обкатки були зібрані редуктора із корпусів та деталей ремонтного запасу. Перед проведенням випробовування редуктора пройшли обкатку на протязі 1,5 год. на різноманітних режимах навантаження. Випробовування дослідних редукторів проводились по 40-а годинній програмі і через кожних 10 год. роботи реєструвались покази приладів стенду. Результати випробовувань приведені в таблиці 4.14 і табл: 4.15.

Із табл: 4.14 видно, що на протязі 40-годинних випробовувань проходило припрацювання деталей як заднього розподільчого редуктора, так і гідроприводу. За 40 годин потужність механічних втрат двох агрегатів знизилась на 4 кВт. Якщо врахувати результати випробовувань з застосуванням технологічних редукторів, то можна передбачити, що в кінці припрацювання сумарне зменшення потужності механічних втрат двох агрегатів досягне порядку 6 кВт.

В табл 4.15 приведені результати випробовувань переднього розподільчого редуктора. За 40 годин випробовувань механічні втрати знизились приблизно на 2,5 кВт. По аналогії з аналізом дослідних даних, приведених в табл 4.15, можна вважати, що в кінці експлуатаційної обкатки зниження потужності механічних втрат в передньому розподільчому редукторі може скласти до 4 кВт.

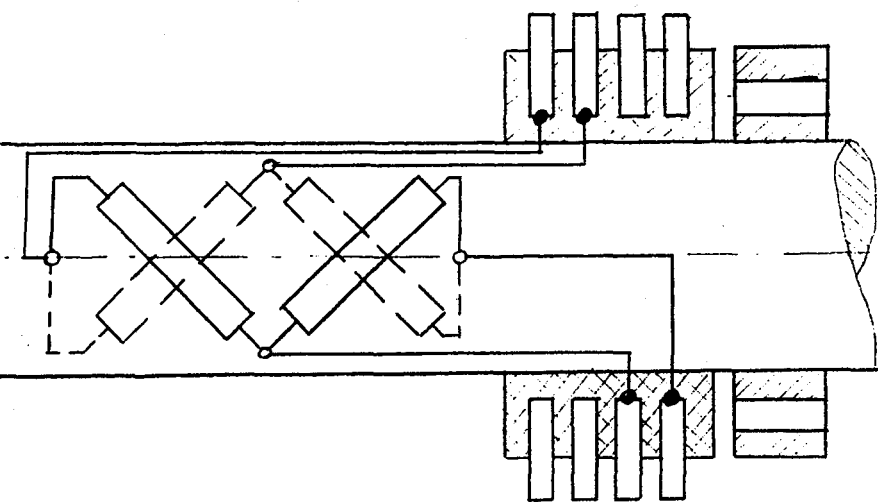
Тривалість Випробувань	Показники лічильника							
	привідний електродвигун		навантажувальний електродвигун, 2				Навантажувальний Електродвигун ,3	
	W1 кВт	Пі хв ⁻¹	v ₂ В	I ₂ А	W ₂ кВт	n ₂ ХВ-і	W ₃ кВт	n ₃ хв ⁻¹
0	158,5	880	120,9	1993	23,33	1450	80,0	1308
10	159,0	880	122	195	23,79	1450	79,3	1307
20	158,3	880	119	195	23,09	1450	79,2	1308
30	158,0	880	117	195	22,84	1450	76,8	1309
40	157,9	880	116	196	22,81	1450	75,9	1310
3 технологічним Гідроприводом	158,0	880	117	195	22,84	1450	75,1	1307
3 технологічним заднім редуктором	158,0	880	116	197	22,85	1450	74,8	1309

Тривалість Випробувань	Показники лічильника					
	Привідний Електродвигун		навантажувальний електродвигун, 2			
	W ₁ кВт	Пі хв ⁻¹	СЧ -,г,	I ₂ А	W ₂ кВт	n ₂ ХВ-1
0	41,2	900	125	200	25,0	1450
10	41,1	900	122	190	24,15	1450
20	41,15	900	120	192	23,04	1450
30	41,1	900	1119	189	22,49	1450
40	41,1	900	119	190	22,61	1450

Таблиця 4.15 Випробовування переднього розподільчого редуктора

Враховуючи, що редуктор приводу вентилятора охолодження головного генератора передає потужність 14 кВт, то в процесі його припрацювання зменшення механічних втрат не перевищить 1 кВт.

Якщо врахувати припрацювання в проміжних опорах, в карданних валах, в підшипниках електричних машин і в інших кінематичних елементах передачі потужності, то можна орієнтовно оцінити сумарне зменшення механічних



б)

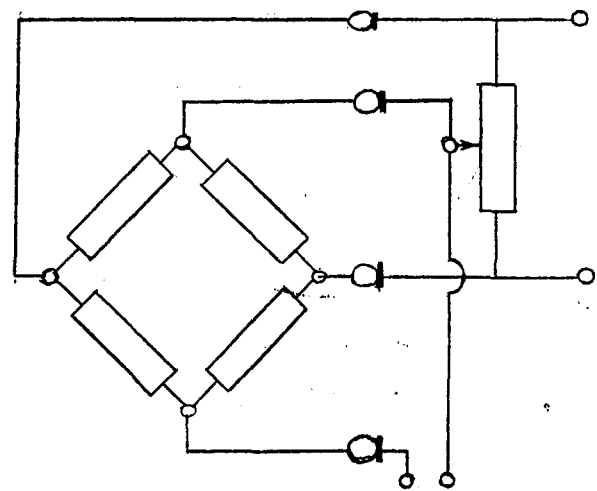


Рис / о Схема наклейки (а) та включення (б) дріт'яних тензодатчиків

втрат допоміжного обладнання, що приводиться в рух дизелем, в кінці експлуатаційної обкатки - 18-20 кВт.

Проведені дослідження вказують на те, що загальний час обкатки компресора та допоміжного механічного обладнання при стендових умовах відповідає тривалості обкатки ДГУ тепловозів при проведенні реостатних випробовувань.

4.Є Визначення потужності механічних втрат допоміжних агрегатів тепловоза 2М 62 при проведенні реостатних випробовувань.

Механічні втрати допоміжного обладнання (компресора КТ-7, гідромурфта змінного наповнення разом із кутовим редуктором та вентилятором холодильника, вентилятори охолодження ТЕД та ГГ, передній та задній розподільчі редуктори) визначаються, виходячи із скручуючих зусиль, що сприймаються валами приводу.

Поскілки, згідно ПДР, при центровці валів зазор між технологічною втулкою та валом вивіреного об'єкту повинен бути в межах 0,08-0,12мм на довжині не менше 30мм, то згинаючі зусилля, котрі б вносили спотворення в імпульс дротяних датчиків, що наклеюються на вал, не враховуються. Враховувати їх надто складно, тому що носять змінний характер, що залежить від режиму роботи допоміжного обладнання.

Тензодатчики на вал наклеюються по схемі повного мосту і виводи від плеч мосту підводяться до струмомоз'ємника (див.рис^ 4.10а.) Контактний струмоприйм-

мальний пристрій складається з чотирьох струмоведучих шайб, що встановлюються в ізоляційній обоймі. Тензодатчики наклеюються на вал під кутом 45° до його осі та утворюють повний тензометричний міст (див. рис. 4.106).

Сигнал, що поступає від тензодатчика через струмом'ємник та струмоприймальний пристрій підсилюється підсилювачем та реєструється осцилографом типу НІ 02.

Попередньо тензодатчики терують згідно тарировочного графіку та температурної залежності (див. рис. 4.11).

Величина крутильного моменту визначається за формулою:

$$M_{кр} = h \cdot K_m \cdot V_t \quad (4.20.)$$

де h - відхилення променя від нульової лінії на осцилограмі, мм;

K_t - масштаб запису;

V_t коефіцієнт, що враховує зміну тензочутливості в залежності від температури.

Відносна похибка при зміні величини h рівна

$$\frac{\Delta h}{h} = \left(\frac{\Delta h'}{h} + \frac{0,5}{h} \right) \cdot 100\% \quad (4.21.)$$

де $\Delta h'$ - товщина лінії запису осцилограми на плівці, мм;

0,5 - ціна поділки масштабної лінійки, мм.

Масштаб запису визначається за формулою:

$$M_{st} = P \cdot l \cdot h_{tr} \quad (4.22')$$

де M_{st} - статичний момент, створений вантажем при тарировці, кН

$$M_{st} = P \cdot l$$

h_{tr} - величина відхилення променя при тарировці;

P - вага вантажу, кг;

l - довжина плеча тарировочного ричага, м.

Відносна похибка при підрахунку M_{st}

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{1}{50} \cdot 100 = 0,2\%$$

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{1}{1000} \cdot 100 = 0,5\%$$

Зміна тензочутливості датчиків при збільшенні температури враховується за допомогою графіка (рисунок 4.11.), отриманого шляхом випробовувань.

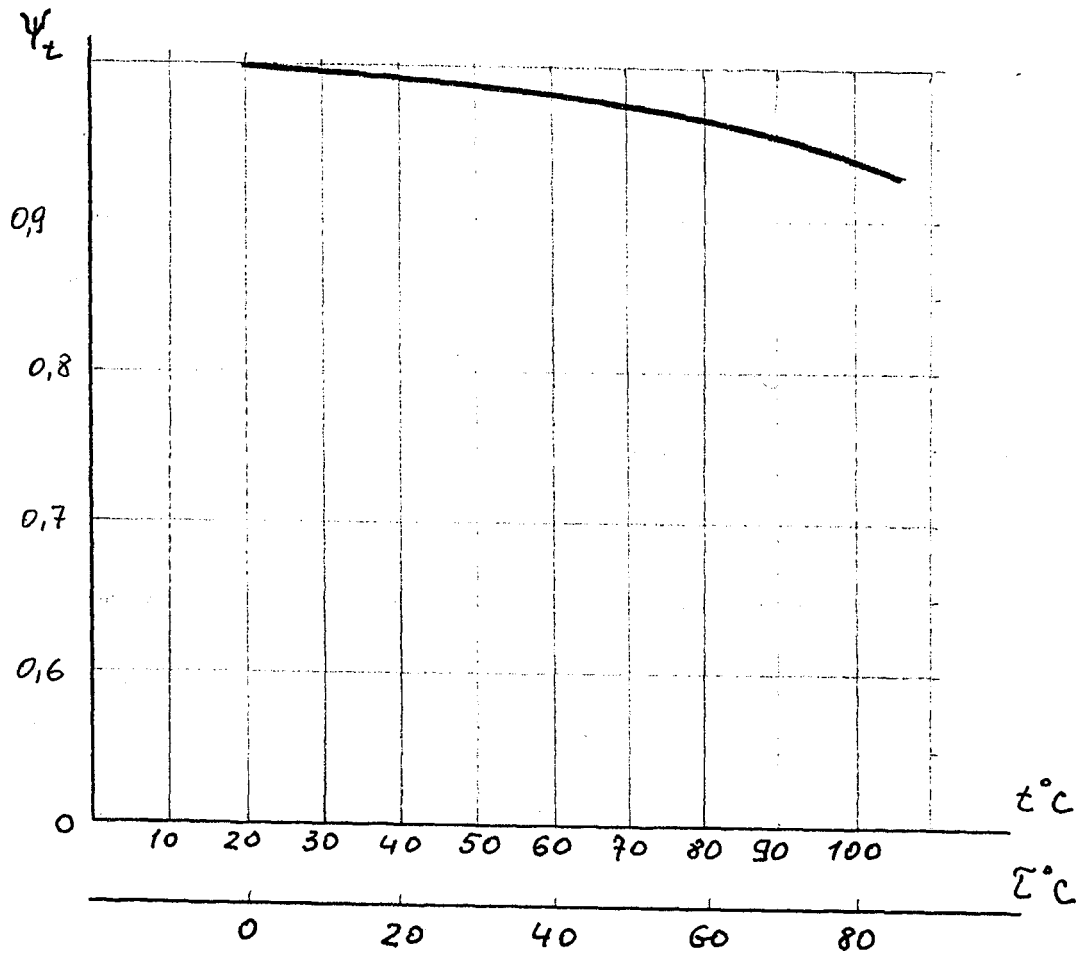
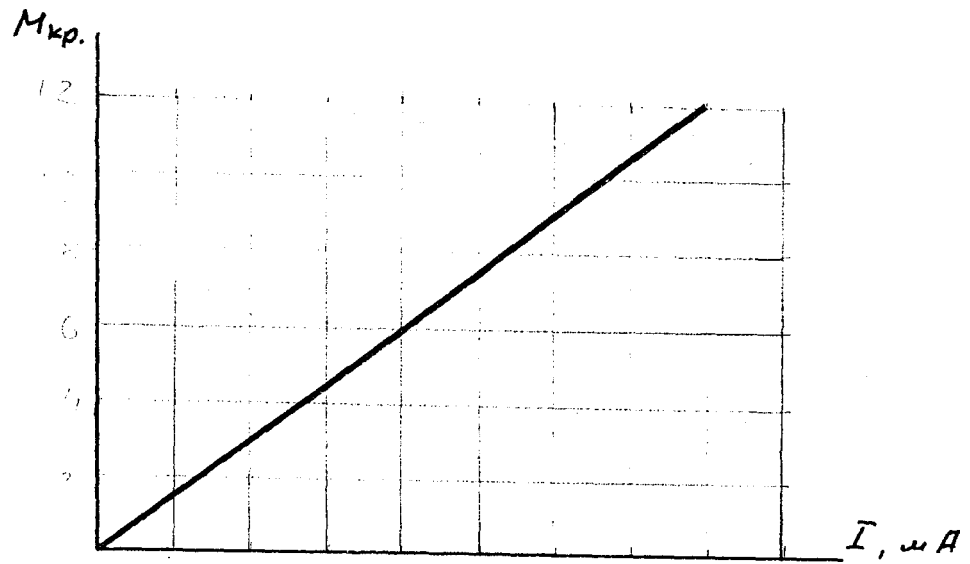
Сумарна відносна похибка при вимірюванні крутящого моменту дорівнює

$$\frac{\Delta M_{fc}}{M_{kr}} = \frac{\Delta h}{h} + \frac{\Delta h_{tr}}{h_{tr}} + \frac{\Delta P}{P} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta g_t}{g_t} \quad (4.23.)$$

Із рисунка 4.11. можна зробити висновок, що залежність $g_t = f(t)$ в інтервалі температур від 20°C до 70° С може бути замінена прямою: аналітичний вираз якої має вигляд:

$$g_t = 1 - 0,001t$$

де $t = t^\circ - t_0, ^\circ\text{C}$,



Л Тарировочний графік (а) та залежність температурного коефіцієнта тензочутливості (б) дротяних датчиків.

при цьому $\Delta \frac{1}{t} = 0,00 \text{ Idr i}$, відповідно

$$\frac{\Delta P_t}{\frac{1}{t}} = \frac{0,00 \text{ Idr x}}{1-0,001t} \quad (4.24.)$$

Абсолютна похибка в визначенні температури датчиків на вимірювальному валі не перевищує 5°C , тому $\Delta t = 5^\circ\text{C}$.

Розрахунки показують, що гранична відносна помилка в визначенні максимальних значень крутячого моменту

$\Delta M_{\text{кр}} \text{ o „A/}$

— не перевищує 3-4%.
MкГ

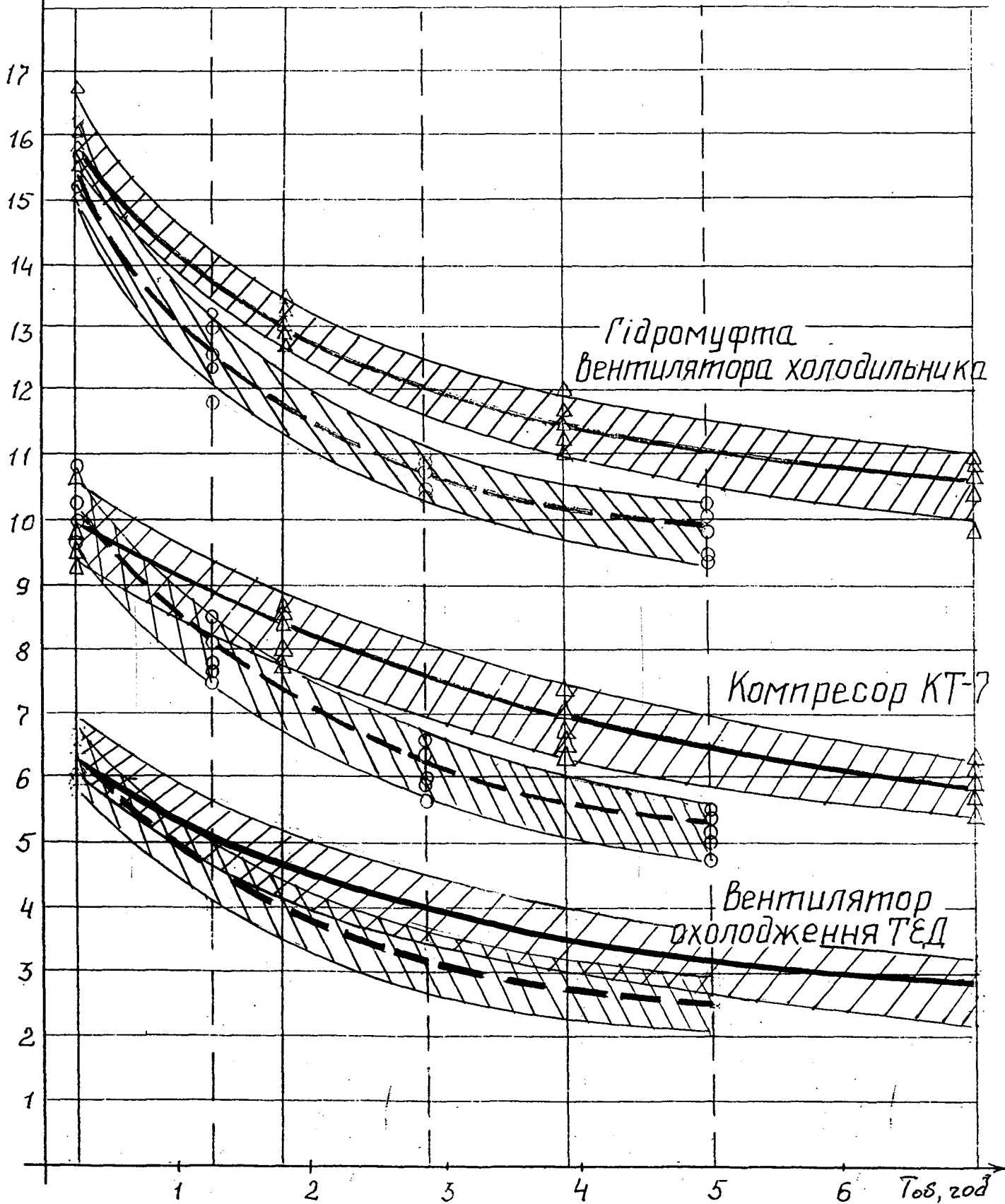
Потужність, спожита компресором, при відомій величині крутячого моменту, визначається за формулою

$$N = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n}{9549} \quad (4.25.)$$

Результати крутильних моментів при обкатці допоміжного обладнання на тепловозі по серійній та прискореній програмі зведені в табл 4.7 і 4.11, графічна залежність потужності механічних втрат, що визначались на основі крутильних моментів, від тривалості обкатки приведена на рис[^] 4.12.

Проведена обкатка основного та допоміжного механічного обладнання безпосередньо на тепловозі при контролі тривалості обкатки методом прокручування непрацюючого дизеля від стороннього джерела та визначенні потужності механічних втрат методом тензування привідних валів, підтвердила аналогічність протікання процесу припрацювання при стендових та реостатних випробовуваннях.

$P_{пр}$, кВт



- серійна програма
- прискорена програма

Рис 4.12

Зміна потужності механічних втрат на привід допоміжних агрегатів тепловоза 2М 62 при обкатці.

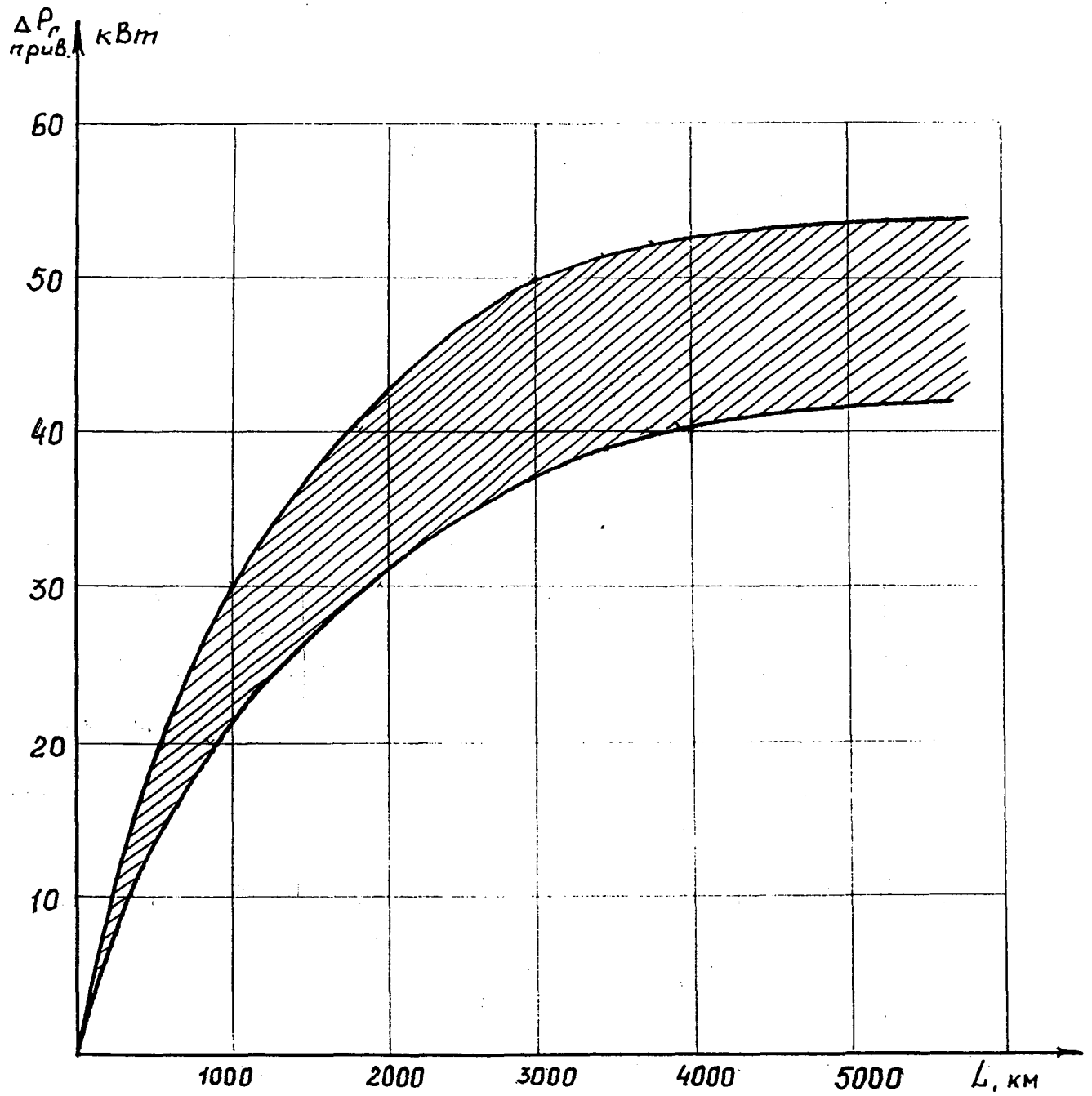
Обкатка редукторів вентиляторів охолодження суттєво на ідентичність обкатки не впливає, а правильно встановлені режими навантаження компресора та гідромуфти змінного наповнення дають можливість одночасно обкатувати як ДГУ так і ці агрегати.

4. / Оцінка зміни повної потужності дизеля 14Д40 в експлуатації в період припрацювання дизеля і допоміжних механізмів тепловозу 2М62.

Для дослідження змін сумарних механічних втрат дизеля і допоміжного обладнання в період припрацювання в локомотивному депо Львів-Захід були відібрані тепловози на яких під час реостатних випробовувань були перевірені опори ізоляції електричних кіл тепловоза, випробувано їх на пробій, проведено попереднє регулювання опорів, регулятора напруги, перевірена робота схеми на холостому ходу генератора, налагоджена селективна і зовнішня характеристики на XV позиції контролера машиніста, наладка реле переходу та інші регламентні роботи. У відповідності з програмою і методикою даних досліджень під час прийомо-здавальних випробовувань держприймання були зняті основні параметри дизель-генераторних установок вибраних тепловозів при навантаженні головного генератора на XV позиції контролера машиніста по зовнішній характеристиці струмом 4000 А при включеному компресорі і роботі головного вентилятора при максимальній частоті обертання, а також потужність генератора на упорі рейок паливних насосів дизеля.

При роботі дизеля регулятор повинен підтримувати циклову подачу палива в циліндри дизеля на кожній позиції контролера машиніста постійною. Аналіз результатів реостатних випробовувань тепловозів на XV позиції контролера машиніста показав, що циклова подача палива змінюється з зменшенням механічних втрат в дизелі і допоміжних агрегатах тепловоза. Тому для оцінки зміни повної потужності дизеля і допоміжних механізмів в період експлуатаційної обкатки, може бути використаний під час реостатних випробовувань режим роботи дизеля тільки при положенні рейок паливних насосів на упорі. На цьому режимі циклова подача палива змінюється дуже мало і залежить тільки від температури дизельного палива.

На рис_ 4.13 приведені значення збільшення приведеної потужності дизель-генераторних установок 15 секцій тепловозів 2М62 при різних пробігах в процесі експлуатаційної обкатки. Із рисунка видно, що в зоні 4000-5000 км пробігу практично завершується припрацювання основних вузлів тепловоза і дизеля. Зміна величини при пробігу від 1000 км до 1500 км склала всього лиш +5кВт. Таким чином, при пробігу тепловозів 4000-5000 км настає процес стабілізації припрацювання і сумарні механічні втрати зменшуються на 15-25 кВт. Такий значний розкид параметра говорить про великий технологічний розкид виготовлення деталей і збирання вузлів. Для встановлення середньостатистичної залежності необхідно продовжити роботи по збиранню дослідних даних реостатних випробовувань тепловозів при різних їх пробігах.



4.13 Збільшення потужності дизель-генераторної установки в процесі експлуатаційної обкатки

Приріст повної потужності дизеля зумовлений як за рахунок зменшення механічних втрат в дизелі, так і в агрегатах допоміжного обладнання, яке приводиться в дію від колінчатого валу дизеля. Представляє практичний інтерес роздільна оцінка долі зменшення механічних втрат в дизелі і в окремих агрегатах, приведених від колінчатого валу дизеля.

4.8 Методика призначення режимів обкатки основного та допоміжного механічного обладнання тепловозів в умовах депо.

Задачею обкатки обладнання в умовах депо є мікроприпрацювання поверхонь тертя з метою забезпечення необхідних властивостей для сприйняття ними експлуатаційних навантажень та зменшення кількості пошкоджень.

Обкатка двигуна та допоміжного механічного обладнання складається з окремих режимів, що характеризуються величиною навантаження, швидкістю переміщення та тривалістю.

Підвищення навантаження повинно здійснюватись ступеневим способом, що характеризує більш швидке припрацювання в порівнянні з плавним збільшенням навантаження. Велике значення для припрацювання має швидкість наростання питомого тиску на пари тертя. Швидке збільшення навантаження при недостатньому відводі тепла може привести до інтенсифікації зношення.

Не менш небезпечним необхідно рахувати надто повільне навантаження двигуна, тому що при тривалій роботі на якому-небудь режимі взаєморухомі поверхні стають настільки гладкими, що подальше збільшення навантаження і частоти обертання на черговому режимі приводить до молекулярної взаємодії цих поверхонь з налипанням і прихвачуванням.

Обкатка повинна здійснюватись на режимах критичних або близьких до них. Робота в докритичних зонах приводить до необгрунтованого затягування процесу припрацювання, а в закритичних - до різкого підвищення зносу, задирок. Ці обставини необхідно враховувати коли ще несформовані поверхневі шари і недостатнє ущільнення між кільцями і зеркалом циліндрової втулки, та інших пар тертя до основного та допоміжного механічного обладнання локомотива.

4.8.1 Спектральний аналіз картерного мастила.

Для дослідження і призначення режимів оптимальної тривалості припрацювання при заданих навантаженнях і частоті обертання по критерію результатів спектрального аналізу мастила проводиться наступним чином:

- 1) від'єднується відцентровий фільтр очистки мастила;
- 2) на кожному режимі відбирається декілька проб з фіксацією номеру режиму і часу відбору;

- 3) визначається концентрація металевих домішків Fe, Cu, Pb для визначення об'ємної інтенсивності зношення поверхонь тертя;
- 4) складається графік $k = f(t)$ для кожного режиму обкатки, див. рисунок 4.14 (крива 1).

Тривалість припрацювання на режимах визначається відрізком часу, котрому відповідає інтенсивний ріст концентрації зносу "к". Тривалість обкатки, що відображається ділянкою кривої з низькою інтенсивністю зносу, його стабілізацією або зменшенням (на рис. 4.14. заштрихована) підлягає видаленню із програми випробовувань як некорисна, що продовжує тривалість обкатки і шкідливо впливає на тривалість обкатки.

4.8.2 Контроль механічних втрат методом прокрутки від стороннього джерела.

Метод заключається у визначенні потужності механічних втрат основного та допоміжного обладнання тепловоза шляхом прокрутки від стороннього джерела струму, тобто потужність, що затрачається на прокрутку при певній частоті обертання ототожнюється з механічними втратами обладнання.

Визначаючи багаторазово потужність прокручування і диференціюючи її по часу режимів обкатки — можна уявити картину протікання припрацювання по дослідній програмі.

ВИСНОВКИ

1. Результати обкатки дизель-генераторної установки по прискореній програмі показали, що припрацювання пар тертя проходить більш рівномірно і тривалість обкатки зменшена в загальному на дві години.
2. Обкатка допоміжного механічного обладнання тепловоза безпосередньо на локомотиві підтвердила ідентичність протікання припрацювання із стендовою обкаткою.
3. Потужність механічних втрат вентиляторів охолодження електричних машин за період обкатки зменшуються не значно і фактично не впливає на зміну потужності механічних втрат ДГУ.
4. Зміна потужності механічних втрат гальмівного компресора та гідромуфти змінного наповнення становить 6-10 кВт, що вказує на необхідність контролювати стан даних агрегатів під час обкатки для якісного припрацювання їх деталей.
5. Для більш якісного припрацювання компресора на тепловозі необхідно передбачати попередню стендову холодну обкатку цього агрегата тривалістю не менше 1-ї години.
6. Теоритичні розрахунки по математичній моделі підтвердились експериментальними дослідженнями пропікання процесів пар тертя основного та допоміжного обладнання тепловозів на реостатній установці. Розходження не перевищує 8%.

ВИСНОВКИ

- 1 Враховуючи відсутність методики проведення реостатних випробувань тепловозів після капітального ремонту в депо проведені дослідження дали змогу вирішити проблему обкаточних випробувань тепловоза на реостаті.
- 2 Вперше розроблена методика та проведені обкаточні реостатні випробування сумісно дизеля і допоміжного обладнання при проведенні деповського капітального ремонту тепловозів, внаслідок чого зменшилася трудоміскість випробувань на 18%, а витрати палива при їх проведенні на 8-10%.
- 3 Розроблена модель по визначенню потужності механічних втрат дизеля та допоміжного механічного обладнання тепловозів, за основу розрахунку внутрішніх механічних втрат дизеля враховується шорсткість пар тертя "шийка колінчатого вала - підшипник" та "кільце - втулка циліндра".
- 4 Запропонована методика проведення обкаточних випробувань дизеля тепловоза на реостатній установці в депо, котра відмінна від стендових випробування в умовах заводу і забезпечує якісніше та стабільніше припрацювання пар тертя.
- 5 На базі стендових випробувань розроблено методику обкаточних випробувань допоміжного обладнання тепловоза на реостатній установці депо, яка впровадженна в технологічний процес ремонту тепловозів депо "Львів - Захід".
- 6 Підтверджено ідентичність протікання процесів припрацювання основного та допоміжного обладнання тепловозів при стендовій обкатці та безпосередньо на тепловозі при правильно підібраних режимах навантаження. Зміна потужності механічних втрат гальмівного компресора та гідروмуфти змінного наповнення становить 6-10 кВт, що вказує на необхідність контролювати стан даних агрегатів

підчас обкатки для якісного припрацювання их деталей. Для більш якісного припрацювання компресора на тепловозі необхідно передбачати попередню стендову холодну обкатку цього агрегата тривалістю не менше 1-ї години.

- 7 Розроблена програма обкаточних випробувань тепловоза після капітального ремонту, проведеного в депо, яка відповідає вимогам сучасних понять процесу припрацювання пар тертя, тривалість котрої скорочена на дві години за рахунок осунення неефективних режимів обкатки.
- 8 В результаті аналізу випробувань визначений метод найбільш простого та надійного контролю якості протікання процесів припрацювання пар тертя, яким є метод прокрутки колінчатого валу не працюючого дизеля від стороннього джерела енергії.
- 9 Аналіз точності і адекватності розрахунків за допомогою математичної моделі та результатів експериментальних випробувань показав, що похибка не перевищує 7-8 відсотків.
- 10 Експлуатаційні дослідження підтвердили, що стабілізація процесу припрацювання пар тертя настає після пробігу 4000-5000 км, потужність механічних втрат дизеля зменшується при цьому на 20-25 кВт.
- 11 Проведення техніко економічні розрахунки на підставі котрих визначено, що зменшення тривалості обкатки, трудомісткості та витрати палива при проведенні реостатних випробувань дає економічний ефект 30000 грн., на 150 секцій в рік в умовах Львівської залізниці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Закон України “Про залізничний транспорт” від 4.07.96р.
2. Державна програма розвитку залізничного транспорту України (вагони, тепловози і електровози, міський електротранспорт). Київ, 1992 р.
3. Гурвич И.Б. Износ и долговечность автомобильных карбюраторных двигателей Д015531. Специальность 05.04.02., 1974.
4. Чанкин В.В. Спектральный анализ масел в транспортных двигателях . М.: Транспорт, 1967.
5. Малоземов Н.А. Белобров Н.А. Продолжительность обкаточных испытаний тепловозных двигателей можно уменьшить . // Тр. РИИЖ Та, выпуск 77, 1968.
6. Болтинский Н.В. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. М: Сельхозгиз, 1962.
7. Петриченко Р.Н., Батурин С.А., Исаков Ю.Н. и др. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Л: Машиностроение , 1990, 328с.
8. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. М: “Наука”, 1971, 192 с.
9. Солонин И.С. Математическая статистика в технологии машиностроения . М: Машиностроение, 1972, 216 с.
10. Величкин И.Н., Нисневич А.И., Зубестова М.А. Ускоренные испытания дизельных двигателей на износостойкость. М: Машиностроение, 1964, 183 с.
11. Гаенко Л.М. Приработка и испытание автомобильных двигателей . М: Транспорт, 1966, 108 с.

12. Гурвич И.Б. Долговечность автомобильных двигателей. М: Машиностроение, 1967, 68 с.
13. Кондратенко Б.Д. Исследование тепловых явлений в процессе приработки деталей дизельных двигателей. Дисс... канд. техн, наук, Киев, 1971, 151 с.
14. Мухин Е.М., Столяров И.И. Обкатка V-образных автомобильных двигателей при капитальном ремонте . М: Транспорт, 1974, 102 с.
15. Семенов В.С., Трофимов П.С. Долговечность цилиндропоршневой группы судовых дизелей . М: Транспорт, 1969.
16. Крагельский И.В. , Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ . М: Машиностроение, 1977, 526 с.
17. Гурвич И.Б. Износ и долговечность автомобильных карбюраторных двигателей . ДО 15531, специальность 05.04.02. 1974.
18. Гаркунов Д.Н. Триботехника . М: Машиностроение, 1989, 328 с.
19. Fenda L. Modification of engine internal friction by design and engine material. European automotive symposium.
20. Дзянь Ся и др. Экспериментальное исследование характеристик мгновенной силы трения в поршневом блоке ДВС . Нэйчтаньци гунчэн. Китай, 1989.
21. M.Takiguchi, S.Furuhamu. Piston Friction Force of a Small High Speed Gasoline Engine. Transactions of the ASME Journal of Tribology. 1988.

22. Дячков В.И. Применение гидродинамической теории смазки к расчету подшипников . М: Машгиз, 1940.
23. Казарцев В.И. К экспериментальной проверке некоторых положений гидродинамической теории смазки, используемых для определения крайних значений зазора в соприкосновении “вал-подшипник”. Л: Записки ЛСХИ т. XII, 1956.
24. Величкин И.И., Шаев Е.В., Нисиевич А.П., Пустовалов И.В.

Влияние различных способов форсирования на износ

- с поршневых колец автотракторного дизеля . М: Автомобильная промышленность №4, 1963.
25. Зелинский В.В. Исследование закономерностей приработки подшипниковых материалов транспортных дизелей. Специальность 05.02.04. Дисс... канд. техн. наук, 1979.
26. Греничев И.А., Белых Н.И. Обкатка двигателей с применением дисульфида молибдена. // “Лесная промышленность”, №11, 1967.
27. Облеухова О.М., Протасов В.В. Об эффективности присадки “Моликот” // “Автомобильный транспорт”, №2, 1962.
28. Гурвич И.Б. Упрощенные методы оценки приработываемости двигателей. “Автомобильная промышленность”, №7, 1959.
29. Приников А.С. Надежность машин . М: Машиностроение, 1978.
30. Poppinda R. Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischem Übergangswiderstandes Kolbenring und Zylinder. Berlin, 1941.

31. Левитский М.И. Теория механизмов и машин . М: Наука, 1979.
32. Рожинский В.А. Исследование механических потерь в двигателе с воспламенением от сжатия. Дисс... канд. техн, наук, 1952, 152 с.
33. Теория двигателей внутреннего сгорания. Рабочие процессы . Под редак. И.Х. Дьяченко. Л: Машиностроение, 1954, 552 с.
34. Сомов В.А., Селезнев Ю.В., Ищук Ю.Г. Применение нового метода к расчету рабочего процесса дизелей. // “Двигателестроение, 1986, 11-13 с.
35. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Под редак. А.С.Орлика, М.Г. Круглова. М: Машиностроение, 1983, 375 с.
36. Глаголиев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания . Киев, 1950, 480 с.
37. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы . М: Машиностроение, 1977, 365 с.
38. Юдин Е.М. Шестеренчатые насосы . М: Машиностроение, 1964, 302 с.
39. Медеи А.И. Исследование механических потерь в дизеле типа Д49 . Дисс... канд. техн, наук, Коломна, 1973, 221 с.
40. Розлейцев Н.Ф. Механические потери двигателя с высоким наддувом . // Сбор. ДВС, ХГУ, Харьков, 1966, вып. 3, с. 9-12.
41. Иващенко Б.И., Каплан В.И., Никитин Е.А. и др. Разработка и внедрение методов комплексного расчета на ЭВМ ком-

- бинированных двигателей внутреннего сгорания. // Сборник “Развитие комбинированных ДВС”. 1974, с. 171-199.
42. Орлик А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Конструкция и расчет поршневых двигателей . М: Машиностроение, 1972, 536 с.
 43. Игнатов О.Р. Разработка научных основ диагностирования цилиндропоршневой группы по утечкам газов. Дисс... канд. техн, наук, Харьков, 1986, 176 с.
 44. Петриченко Р.И., Батулин С.А., Исаков Ю.И. и др. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС . Л: Машиностроение, 1990, 328 с.
 45. Петриченко Р.И., Канищев А.Ю. Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие . Л: ЛГУ, 1990, 248 с.
 46. Головкин В.Ф., Жадан А.С. Распределение потерь на трение и привод вспомогательных механизмов при обкатке транспортных дизелей . // ХИИТ, Харьков, 1990, 54 с.
 47. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для вузов. Симсон А.Э., Хомич А.З. М: Транспорт, 1987. 536с.
 48. Вайншейдт В.А., Воронов И.П. и др. Дизели. Справочник. Л: Машиностроение, 1977.
 49. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные законы в трибологии. М: Машиностроение, 1988.
 50. Фофанов Г.А. Прочность масляной пленки между поршневым кольцом и гильзой цилиндра дизеля 2Д100.//Вестник трудов, 1968, №1, с.28-31.

51. Петров И.П., Рейнольдс О., Зоммерхольд А., Мигель А., Жуковский И.Е., Чаплыгин С.А. Гидродинамическая теория смазки. Под редак. Мейбензона Л.С. М-Л: Гос. Техн.-теор., 1934, 575 с.
52. Захаров С.М., Эрдман В.Я. Гидродинамический тепловой расчет подшипников коленчатого вала поршневого двигателя. // “Вестник машиностроения”, 1978, №5, с.24-28.
53. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения”. М: Машгиз, 1958, 403 с.
54. Буше Н.А., Кононийко В.В. Совместимость трущихся поверхностей . М: Наука, 1981, 126с.
55. Френкель М.И. Поршневые компрессоры . Л: Машиностроение, 1969, 745с.
56. Семичастнов И.Ф. Гидравлические передачи тепловозов . М: Машгиз, 1956, 192с.
57. Семичастнов И.Ф., Голованов С.С. Выбор гидротрансформаторов и гидромуфты для гидропередат тепловозов . М: Машиностроение, 1965, 200с.
58. Орлов П.И. Основы конструирования . Кн-2М: Машиностроение, 1977, 200с.
59. Зелинский В.В., Буше Н.А., Карасик И.И. Закономерности приработки подшипниковых материалов в режиме возрастающих нагрузок и скоростей скольжения. Киев, 1977, ч.1, с.16.
60. Зелинский В.В. Исследование закономерностей приработки подшипниковых материалов транспортных двигателей . Автореферат диссертации канд. техн. наук. М: 1979, 26с.

61. Левицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. Справочное пособие. М: "Наука", 1971, 172с.
63. Разработка и выбор оптимальных решений по контролю технического состояния тепловозов М62 и их узлов./ Отчет о НИР ХИИТ; руков. Поляков В.И. №ГРО1878885105, инв. №02880025696. Харьков, 1987, 83с.
64. Клейтман С.Л. Выбор режима и контроля холодной обкатки автомобильных двигателей после ремонта . ХГУ. Харьков, 1960.
65. Тазьба И.М. Улучшенный метод определения механического КПД двигателя внутреннего сгорания методом вы бега. / / Сборник №36. Методы измерений и исследований в двигателе внутреннего сгорания". ЦНИДИ, Судпромгиз, Ленинград, 1958.
66. Гурман В.Е. Введение в теорию вероятностей и математическую статистику . Минск, 1962, 236с.
67. Под ред. Г.К. Круга. Статистические методы в инженерных исследованиях . Учебное пособие. М: Высшая школа, 1983.
68. Головки В.Ф., Венгер Д.І. Ще один погляд на необхідність вдосконалення реостатних випробовувань тепловозів в умовах депо . // Збірник праць ХарДАЗТ, 199 , вип.
69. Абрамсон Д.С. Коррозия двигателей внутреннего сгорания . М: ГОСИНТИ, 1959, 80 с.
70. Хрущов М.М. Исследование приработки подшипниковых сплавов и цапф. М-Л: Издательство АН СССР, 1946.

71. Владимиров В.А. Исследование и оптимизация процесса приработки цилиндрично-поршневой группы судовых дизелей К225797. Специальность 05.08.05, 1978.
72. Крагельский И.В. Трение и износ. М: Машиностроение, 1968, 480 с.
73. Соколов Б.П. Исследование процесса обкатки дизелей 2Д100 после капитального ремонта//М., ЦНИИТЕИ МПС. Локомотивы и локомотивное хозяйство, выпуск 3.1981.
74. Хрущов М.М., Бабичев М.А. Абразивное изнашивание. М: Наука, 1970, 252 с.
75. Пушкарев И.Ф., Пахомов Э.А. Контроль и оценка технического состояния тепловозов. М: Транспорт, 1985, 160 с.
76. Дьячков П.Е. и др. Трение, износ и смазка в машинах. М: Изд-во АН СССР, 1958, 158 с.
77. Буше Н.А., Карасик И.И., Спирин В.Я. Исследования относительной прирабатываемости и износостойкости материалов для подшипников скольжения, применяемых на железнодорожном транспорте. // “Исследование по проблемам надежности изделий машиностроения”, вып. 9, 1972, с. 184-190.
78. Корейко Г.М. Настойчиво улучшать техническое состояние локомотивов. // Электрическая и тепловозная тяга. 1997, №2, с.1-5.
79. Маталин А.А. Микротвердость шероховатых поверхностей. М: Наука, 1970, 395 с.
80. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. Киев, “Техника”, 1970, 395 с.

81. Шаронов Г.П. Применение присадок к маслам для ускорения приработки. М.-Л. “Химия”, 1965.
82. Елин Л.В., Кохановский П.И. Масла с поверхностно-активными веществами как аварийные и притирочные смазки. // Сб. “Трение и износ в машинах”, вып.2. Изд-во АН СССР, 1956.
83. Асташкевич Б.М. Механизм изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы тепловозных дизелей. // Сб. “Повышение износостойкости деталей ДВС”. М: Машиностроение, 1972, с.5-12.
84. Асташкевич Б.М. Исследование изнашивания цилиндрических втулок и поршневых колец тепловозных дизелей. // Вестник ВНИИЖТа, 1974, №3, с.32-37.
85. Чанкин В.В., Пахомов Э.А. Динамика изменения концентрации примесей в дизельном масле. // Вестник ВНИИЖТа, 1964, №6, с.31-34.
86. Научно-обоснованные режимы обкатки тепловозных дизелей. / Отчет о НИР по договору с ЦТВР МПС, ХИИТ, 1979, 79с.
87. Исследование режимов обкатки дизель-генераторов 2Д100 и 11Д45. / Отчет о НИР с ПТРЗ, ХИИТ, 1976, 39с.
88. Петраков Г.В., Сувырин Ю.Г. Ускоренная обкатка двигателей-проблема интересующая многих. // “Двигателестроение”. 1982, №5, с.55.
89. Арабян С.Г., Холомонов И.А. Совершенствование процессов обкатки ДВС. // “Двигателестроение”. 1981, №8, с43-45.

Додаток А

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВІД ВТІЛЕННЯ
ПРИСКОРЕНОЇ ПРОГРАМИ ОБКАТКИ ОСНОВНОГО
ТА ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ В УМОВАХ
ДЕПО.

Економічний режим від втілення прискореної обкатки складається із економії паливо-енергетичних ресурсів, зменшення трудовмісткості обслуговування та економії заробітної плати

$$E_{річ} = E_T + E_p \quad (1.)$$

де $E_{річ}$ - річний економічний ефект, грн.;

E_T - економія від зменшення витрати дизельного палива, грн.;

E_p - економія заробітної плати, грн.

$$E_T = (Ц_T V_{ч} T П) 10^3 \quad (2.)$$

де $Ц_T$ - вартість дизельного палива, грн./т;

$V_{ч}$ - годинна витрата палива, кг/год;

T - тривалість режимів обкатки, год;

$П$ - річна програма ремонту, секц.

$$E_{Tпов} = (379 - 300 - 7 \cdot 150) 10^{-3} = 119385 \text{ грн.}$$

$$E_{Tпр} = (379 \cdot 284 - 5 - 150) \cdot 10^{-3} = 80727 \text{ грн.}$$

$$E_p = C П \quad (3)$$

де C - годинна тарифна ставка, грн/год;

$$E_{p пов} = 0,447 \cdot 150 = 462 \text{ грн.}$$

$$E_{p пр} = 0,445 \cdot 150 = 330 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{річпов.}} = 119385 + 462 = 119715 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{річпр.}} = 80727 + 330 = 81057 \text{ грн.}$$

Ефективність складе

$$E_{\text{ф}} = E_{\text{р пов}} - E_{\text{р Пр}} \quad (4.)$$

$$E_{\text{ф}} = 119715 - 81057 = 38658 \text{ грн.}$$

При розрахунку економічного ефекту не враховувалась економія дизельного мастила, ефективність у грошовому вираженні від збільшення пропускної здатності пункту реостатних випробовувань і збільшення моторесурсу двигунів від зниження зношення в експлуатації за рахунок застосування прискорених режимів обкатки.

"УЗГОДЖЕНО"

Начальник депо Львів-Захід

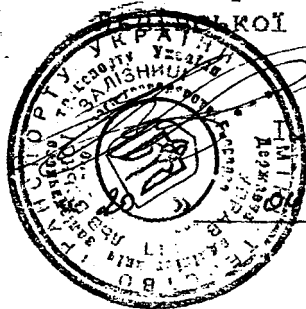


І.М. Грушак

1997 р.

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Начальник служби локомотивного господарства
Львівської залізниці



І.Д. Войцехівський

1997 р.

РЕЖИМИ

реостатних випробувань тепловозів 2М-62 в умовах депо Львів-Захід по серійній та скороченій прсмрамі.

Положення рукоятки контролера машиніста	Частота обертання колінчастого валу об/кв	Навантаження кВт	Тривалість Пробний пуск	режимів обкатки, хв.		
				I	II	III
• 0	400	0	15	5	5	5
I	400	200		10	5	5
II	425	250	-	10	5	2
III	450	300	-	10	5	2
IV	475	340	-	10	5	2
V	500	425	-	10	5	2
VI >	525	515		10	5	2
UTI	550	600		20	5	5
УІІІ	575	680			1	5
IX	600	750			1	5
X	625	825			1	5
XI	650	925			1	5
XII	675	1020			1	5
XIII	700	1070			1	10
XIV	725	1150			5	10
XV	750	1250			5	10
0	400	0		5	5	5
Загальна тривалість режимів, хв.				195	195	195
Тривалість обкатки, хв - (год)			430 (год.) -			

4. Закрити колпаки кришок циліндра. Недоліки виявити та ліквідувати.
1. і Після роботи дизель-генератора на кожному! із режимів перевірити на дотик нагрів корінних, шатунних вкладишів, та підшипників верхніх головок шатунів. Оглянути стан втулок циліндрів поршнів та поршньових кілець.
6. Провести індиціювання та осцилографування дизеля на номінальних та проміжкових режимах.
7. Зняти та записати параметри дизеля на номінальних та проміжкових режимах.

**Разим обжїхи дизель-генераторної установки
14Д40 тепловоза 2М-62 в умовах дало по середній програмі.**

Положення рукоятки контролера машиніст	Частота обертання колінчастого валу	Навантаження кВт	Тривалість режимів обкатки, хв.			
			Пробний пуск	I	II	III
0	400	0	15	5	2	2
I	400	110	-	10	-	-
II	425	260	-	5	2	2
III	450	320	-	1	-	-
IV	475	410	Режим обкатки давальчачої генераторної установки тепловоза 2М-62 в умовах депо по скороченій програмі.			
V	500	1480	-	5	2	2
VI	525	550	-	-	-	-
VII	550	600	-	10	-	-
VIII	575	690	-	-	10	2
IX	600	760	-	-	5	-
X	625	830	-	-	10	2
XI	650	920	-	-	5	-
XII	675	990	-	-	10	2
XIII	700	1060	-	-	5	10
XIV	725	1140	-	-	10	20
XV	750	1260	/	-	20	80
0	400	0	-	2	2	5

Загальна тривалість режимів, хв.

Тривалість обкатки, хв 326 (год. 25 хв) . 291 (4 год. 51 хв -) -

На даних режимах обкатки дизель-генератора ремонту ПР-2 та ПР-3 , а також при заміні втулок | •ЗЗРЕ. після проведення поршнів неплановому ремонту.

1. Для контролю якості масла , оцінки внутрішньої щільності дизеля та його припрацювання провести періодичний вибір проб масла.
2. Провести перевірку стану зазорів в циліндро-поршньовій групі шляхом визначення щільності приладом.
3. Після закінчення кожного із режимів обкатки, на режимі холостого ходу провести запис затухання частоти обертання двигуна при включенні механізму аварійної зупинки осцилографом.
4. В кожному з передбачених випадків провести осцилографування робочого процесу циліндра двигуна.

ЗАТВЕШУЮГ.

" .. I.»» ЗП.Т
1998В



ЛЬВІВСЬКА ЗАЛІЗНИЦЯ [07/01-2/1998В] А\.

Локомотивне депо Львів-3

АКТ

м. Львів

<24 ч>ермжя.і998в

Ми» що нижне підписали, вклали даний акт s тому, що випробовування тепловоза Ж2 №177 А після проведення © б*ему заводського ремонту /ПР-ЗУ/ в умовах депо по обкаті ДІУ і допоміжною механічного обладнання по прискореній програмі показало наступні результати.

1. Стаи катунио-пориньової трупи та втулок циліндрів при огляді їх через оглядові люка та впускні вікна задовільний. .
2. Викидів маетила у повітряний ресивер на епоетеріталоєь.
3. Результати © пектральною аналізу мастила відповідає вимогам інструкції № 2І6І.000.000.І0 від 22.04.І9Wр.
4. В@і параметри зняті при реостатних випробовуваннях відповідають діючій інструкції.

Виходячи із вище вказаного, рекомендовано впровадити обкатку ДГУ тепловозів по прискореній програмі у ремонтне виробництво.

Головний інженер
депо Львів-Захід

Начальник ВТВ
депо Львів-Захід

Приймальник
локомотивів

Винницький Т.З

Ді Доекоч І.С.

Топілко В.Й