ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

УДК 621.436:621.43.016.7

О.М. Сильченко,
канд. техн. наук О.Г. Крушедольський

ЗАСТОСУВАННЯ ДИЗЕЛЯ 8Д80 НА ТЕПЛОВОЗІ ЧМЕ3

Представив д-р техн. наук, професор С.А. Єрощенков

Вступ і мета дослідження. При модернізації маневрового тепловоза ЧМЕ3 в Укрзалізниці замість штатного дизеля K6S310DR було встановлено вітчизняний дизель 4Д80 (12ЧН26/27) з чотириколекторною імпульсною випускною системою. Ця модернізація з точки зору економії палива практично нічого не дала, тому що дизель 4Д80 був дефорсований (p_e= 9,3 бар). На наш погляд, тут треба застосувати V-подібний дизель 8Д80 (8ЧН26/27) з p_e= 13,9 бар, що призведе до більшої паливної економічності. У даній статті проведена оцінка ефективності дизеля 8Д80 й оптимізація ряду його конструктивних параметрів, а саме: фаз газорозподілу, ступеня стиску, площ прохідних перетинів елементів різних випускних систем і соплового апарата турбіни турбокомпресора типу ТК23 при різних варіантах випускних систем. Оптимізація проводилася розрахунковим методом [1, 2]. За функцію мети оптимізації було обрано мінімальне значення середньо експлуатаційної витрати палива $g_{e\ сер.е.}$.

Умови проведення досліджень. При проведенні дослідження враховувалося, що всі варіанти двигуна Д80 мають однаковий кут розвалу блока циліндрів, який для всіх V-подібних дизелів Д80 обраний 45°. Для восьмициліндрового чотиритактного дизеля, з погляду оптимальної динаміки і рівномірного порядку спалахів по куту повороту колінчатого вала, кут розвалу блока повинний дорівнювати 90°. При куті розвалу 45° порядок роботи циліндрів нерівномірний з чергуванням кутів спалахів між циліндрами при переході з одного ряду в інший 45°, а потім при зворотному переході 135° п.к.в. (повороту колінчатого вала). Такий нерівномірний порядок призводить до ряду ускладнень при виборі типу випускної системи і фаз газорозподілу дизеля.

Робота дизеля розглядалася на дев'ятьох точках експлуатаційної характеристики тепловоза ЧМЕ3 (вісім позицій контролера машиніста та холостий хід) з такими завантаженням и за часом τ на кожній точці:

VIII поз. N_e=993 кВт, n=750 хв$^{-1}$ τ= 0,2%;

VII поз. N_e=874 кВт, n=695 хв$^{-1}$, τ= 0,3 %;

VI поз. N_e=721 кВт, n=635 хв$^{-1}$, τ= 1,2 %;

V поз. N_e=579 кВт, n=580 хв$^{-1}$, τ= 4,1 %;

IV поз. N_e=415 кВт, n=520 хв$^{-1}$, τ= 8,8 %;

III поз.N_e=295 кВт, n=465 хв$^{-1}$, τ= 17,4 %;

II поз. N_e=164 кВт, n=405 хв$^{-1}$, τ= 17,5 %;

I поз. N_e= 54 кВт, n=350 хв$^{-1}$, τ= 4,9 %;

х.х. N_e= 10 кВт, n=350 хв$^{-1}$, τ= 45,6 %;

Як бачимо, даний дизель в експлуатації в основному завантажений на режимах другої та третьої позицій контролера машиніста та на холостому ходу. При оптимізації фази газорозподілу

варіювалися в інтервалі ±30° п.к.в. від таких штатних значень: кут відкриття випускних клапанів φ_e = 130° п.к.в.; кут закриття випускних клапанів $\varphi_{e'}$ = 405° п.к.в.; кут відкриття впускних клапанів φ_d = 310° п.к.в.; кут закриття впускних клапанів $\varphi_{d'}$ = 584° п.к.в. Кут початку упорскування палива в циліндр варіювався в межах $\varphi_{впр}$= 706°…716° п.к.в. Ступінь стиску змінювався в межах ε = 12...13. Площа мінімального прохідного перетину соплового апарата турбіни змінювалася в межах $F_{са}$ = 35…60 см^2. Було введено обмеження за максимальним тиском згоряння (p_z≤12,75 МПа) та температурою випускних газів перед турбіною (T_T≤823 К). При дослідженні було розглянуто такі варіанти випускних систем: 1) вихідна двоколекторна випускна система; 2) одноколекторна випускна система.

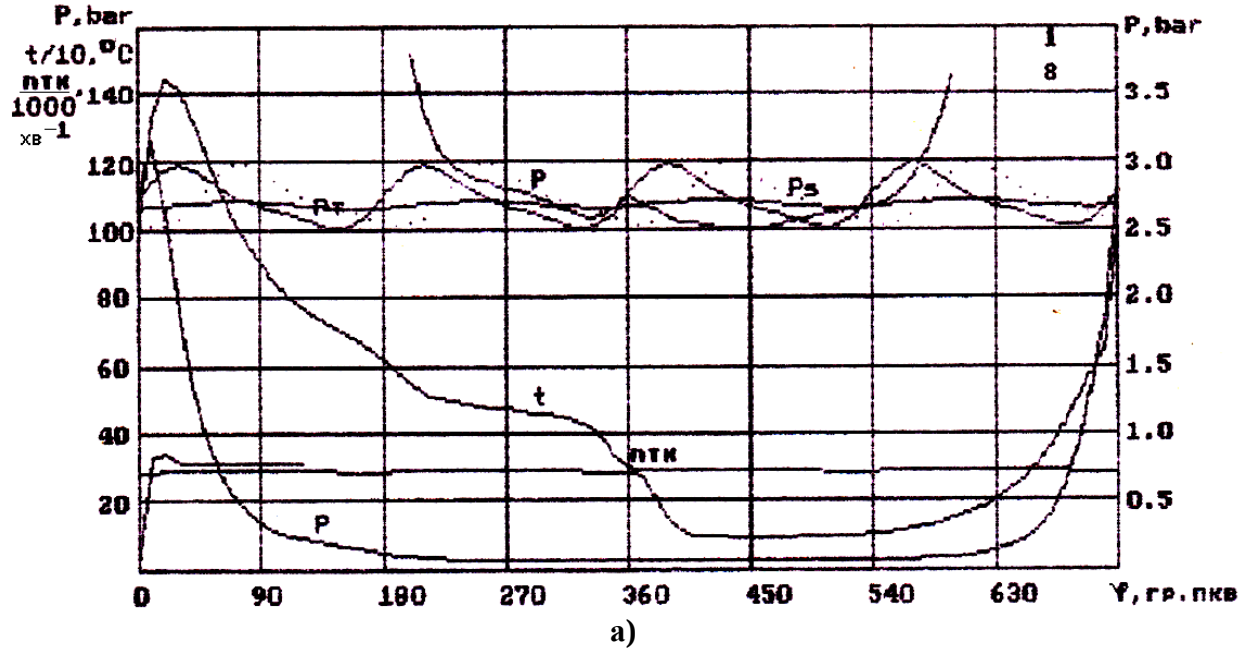
На першому етапі був проведений розрахунковий аналіз ефективності варіанта дизеля з двоколекторною випускною системою, яка складається з двох випускних колекторів – по одному на кожний ряд.

Необхідна максимальна потужність силової установки маневрового тепловоза ЧМЕ3, яка відповідає номінальному режиму дизеля, повинна дорівнювати N_e = 993 кВт при частоті обертання колінчатого вала n = 750 хв$^{-1}$. Тому спочатку досліджувалася можливість ефективної роботи дизеля 8Д80 на номінальному режимі з вибором необхідного значення площі перерізу соплового апарата турбіни турбокомпресора (ТК).

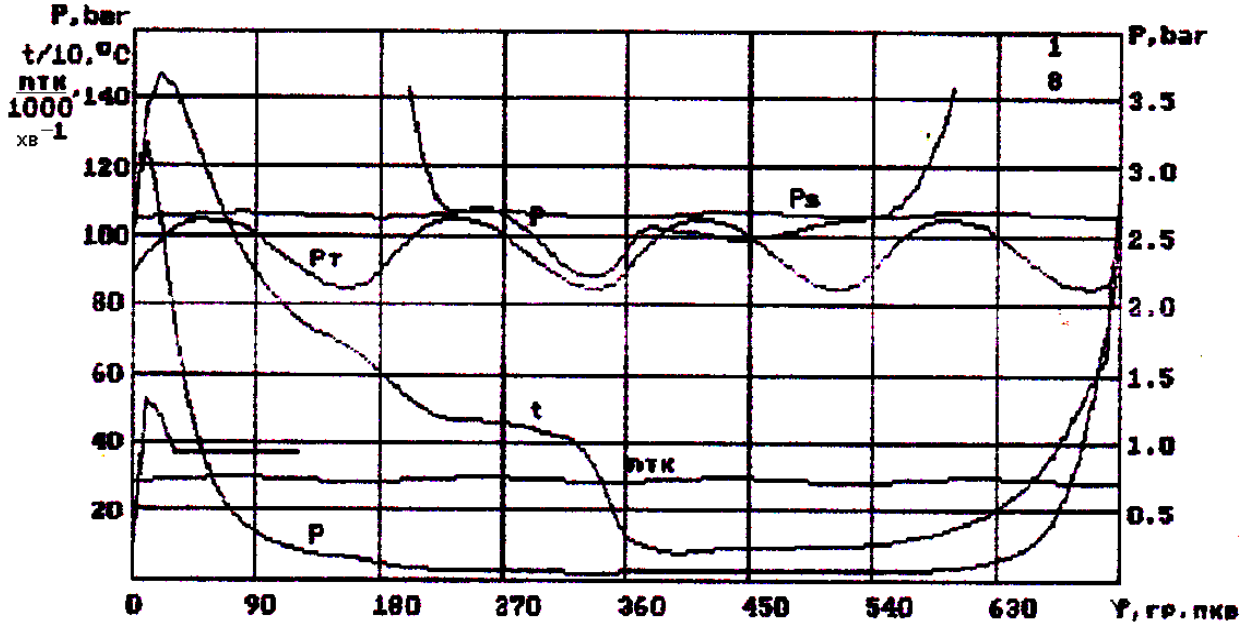
Було отримано такі оптимальні параметри. Фазами газорозподілу підтвердились вказані вище штатні. При цьому перекриття фаз у в.м.т. складає $\Delta\varphi$=95° п.к.в. Кут початку впорскування палива – $\varphi_{вп}$ =710° п.к.в. Геометричний ступінь стиску ε =12,5, а площа прохідного перетину соплового апарата турбіни турбокомпресора ТК23С $F_{са}$=2×23 см^2.

Аналіз результатів досліджень. Результати розрахунку робочого процесу дизеля 8Д80 з вихідною двоколекторною випускною системою на режимі номінальної потужності зображені на рис. 1,а у вигляді роздруківки ПЕОМ з індикаторними діаграмами. Тут показані криві зміни тиску за кутом повороту колінчатого вала φ у випускних колекторах Рт (суцільною лінією в одному колекторі, точками – в іншому), у впускному ресивері Ps, у першому по порядку роботи циліндрі Р. Останнє показано у двох масштабах: по лівій шкалі в процесах стиску, горіння і розширення, а в період газообміну по правій шкалі, як Рт і Ps. Також тут показані середня температура газів у циліндрі t і частота обертання ротора ТК nтк. Крім того, було отримано значення усіх параметрів робочого циклу дизеля.

Аналізуючи отримані результати для вихідного варіанта, можна констатувати, що необхідна потужність отримана при тиску наддувного повітря p_s = 0,267 МПа, коефіцієнті надлишку повітря α = 2,24 та індикаторному к.к.д. η_i = 0,472. При цьому отримана достатньо висока паливна економічність. Питома ефективна витрата палива склала g_e = 0,2 кг/(кВт·год), що на 22 г/(кВт·год) менше ніж у чеських дизелів K6S310DR. Максимальний тиск згоряння при цьому дорівнює припустимій величині і складає p_z = 12,74 МПа при припустимому максимальному тиску p_z = 12,75 МПа. Нижче припустимої для пензенських турбін ТК величини є й температура випускних газів перед турбіною T_T =803 К < 823 К. Але недостатньо великим для дизелів із даним ступенем форсування (p_e =1,376 МПа) виявився механічний к.к.д. дизеля $\eta_м$ = 0,88. Це визначається дещо високим рівнем насосних витрат. Середній тиск насосних витрат склав $p_{нх}$= - 0,0312 МПа, тому що тиск наддувного повітря нижче протитиску у випускному колекторі. При цьому також ускладнюється і продувка циліндра, яка у форсованих чотиритактних дизелях має за мету зниження температур циліндр-поршневої групи і, особливо, випускних клапанів.



а)



б)

Рис. 1. Індикаторні діаграми тиску та температури газів у циліндрі дизеля 8Д80 та тиску у впускних і випускних коллекторах: а – двоколекторна випускна система; б – одноколекторна випускна система

Так, коефіцієнт утікання продувного повітря складає лише υ = 0,006 проти оптимального υ = 0,05…0,06 [3]. Тому є дві причини. По-перше, на наш погляд, низькі значення час-перерізів випускних і впускних клапанів, які залишилися на Д80 з діаметром циліндра 26 мм такими самими, якими були на попередньої модифікації

дизеля Д70 із діаметром циліндра 24, а потім 25 мм. По-друге, низький к.к.д. турбокомпресора ТК23С (η_{TK}=0,515). Це пояснюється тим що при достатньо високому к.к.д. компресора (η_K=0,78) к.к.д. турбіни за наявністю геометричної та кінематичної парціальності достатньо низький (η_T=0,66). При доводці турбіни та компресора і підвищенні к.к.д. ТК до $\eta_{тк}$=0,6 можна буде знизити питому ефективну витрату палива десь до g_e = 0,198 кг/(кВт·год). Крім того, як це видно з рис. 1а, імпульс тиску від сусіднього циліндра попадає в перекриття клапанів, що призводить до збільшення коефіцієнта залишкових газів (γ=0,076) та до зменшення коефіцієнта утікання повітря.

Узагалі режим номінальної потужності дизеля 8Д80 не викликає сумніву відносно економічної та надійної його роботи. Але на номінальному режимі дизель в експлуатації працює малий час. Тому далі проводилося дослідження роботи дизеля за тепловозною характеристикою. Результати цього дослідження наведені на рис. 2, 3 у вигляді пунктирних кривих. Ці результати показують, що на режимах часткового навантаження (особливо на 3, 4 позиціях контролера) низький тиск наддуву через низькі значення к.к.д. турбіни призводить до зниження коефіцієнтів надлишку повітря α. Низьке значення α=1,46…1,65 призводить до підвищення температур випускних газів перед турбіною, особливо на третій позиції (T_T = 817 К). Найбільші температури на 3-й, 4-й та на 8-й позиціях контролера машиніста все ж таки не перебільшують максимально припустимі. Тут ще має значення час роботи дизеля на цих позиціях. Цей час роботи у відносних значеннях у вигляді гістограми (білі прямокутники) наведено на рис. 4. На 3-й та на 4-й позиціях контролера машиніста він достатньо високий у підсумку 26,2%. Тут же показані відносні витрати палива (чорні прямокутники) і питома ефективна середньоексплуатаційна витрата палива [4]. Значення останньої значно нижчі, ніж у дизелів K6S310DR та 4Д80, і складають $g_{есер.е}$ = 0,2363 кг/(кВт·год) проти відповідно 0,243 кг/(кВт·год) та 0,240 кг/(кВт·год).

При оптимізації конструктивних параметрів дизеля з одноколекторною системою випуску було отримано такі самі оптимальні фази газорозподілу, початку впорскування палива та ступінь стиску ε, як для двоколекторної випускної системи. Відрізняються тільки значення прохідних перерізів площі соплового апарата турбіни, яка склала F_{ca}=55 см² замість 46 см² у двоколекторному варіанті. У результаті - перевага за g_e у 5 г/(кВт·год) на номінальному режимі над варіантом з випускною системою з двома колекторами. При одноколекторній випускній системі практично досягнута рекордна паливна економічність. Дещо менша (на 1…4 г/(кВт·год)) порівнянно з двоколекторною системою витрата палива є й на часткових режимах. Причини цих знижень – менші насосні втрати та більші коефіцієнти надлишку повітря, що підвищує механічні та індикаторні к.к.д. Це сталося через відсутність геометричної парціальності, що призвело до більших значень к.к.д. турбіни. Тут також відсутній закид випускних газів від сусіднього циліндра, що дозволяє утворити в половини циліндрів майже ідеальну для чотиритактних дизелів, з точки зору роботи [3], продувку (υ=0,05…0,07) та низькі значення коефіцієнтів залишкових газів γ. Таким чином, температура випускних газів перед турбіною t_T стала нижча на 13…38ºС на основних режимах роботи дизеля в експлуатації, ніж у варіанті з двоколекторною системою випуску. Закид газів при двоколекторній системі виникає через наявность імпульсу тиску в колекторі, зростаючого в кінці перекриття клапанів (див. рис. 1,а).

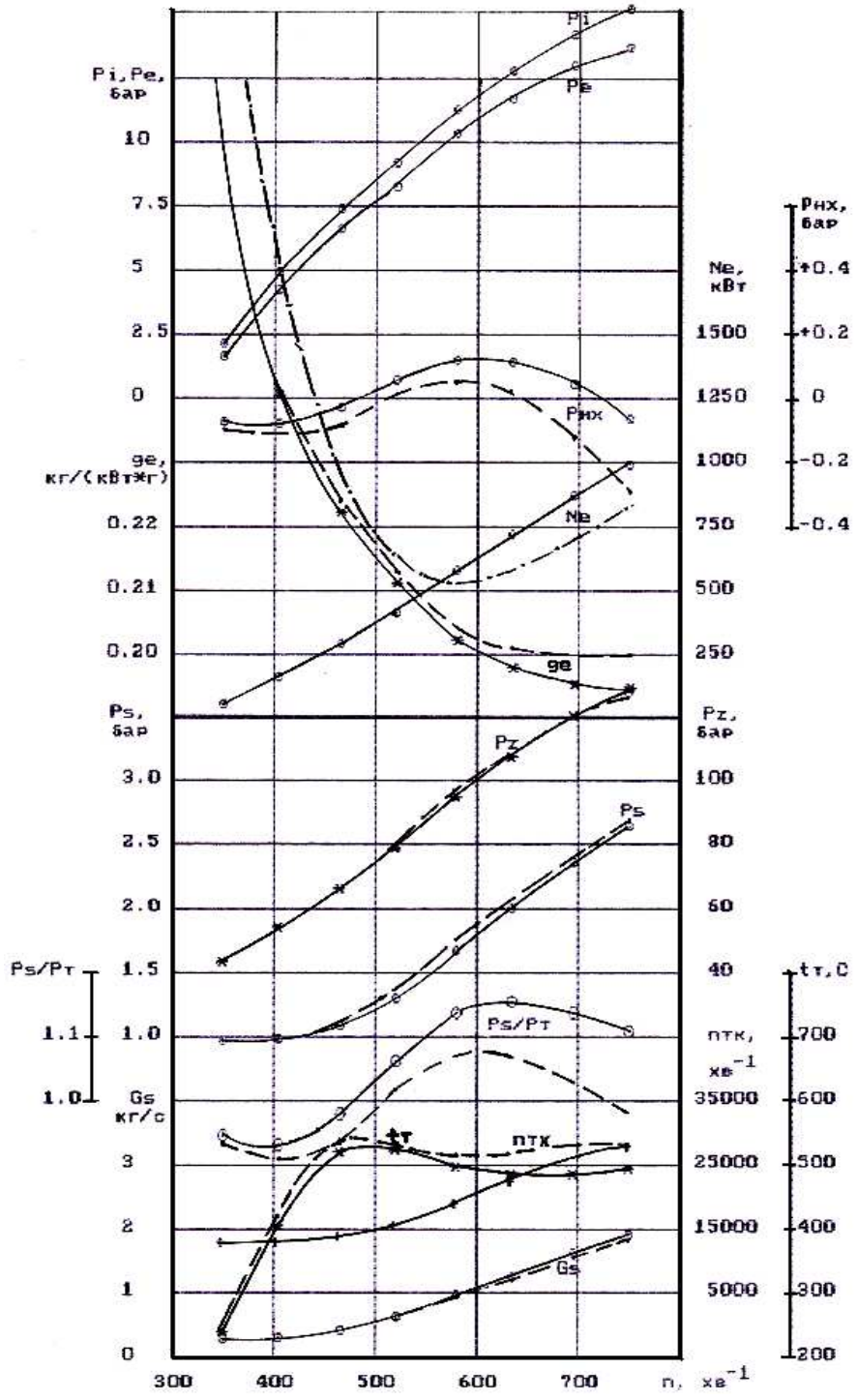


Рис. 2. Параметри робочого процесу дизеля 8Д80 за тепловозною характеристикою тепловоза ЧМЕ3:

— — — — - двоколекторна система випуску,

———— - одноколекторна система випуску

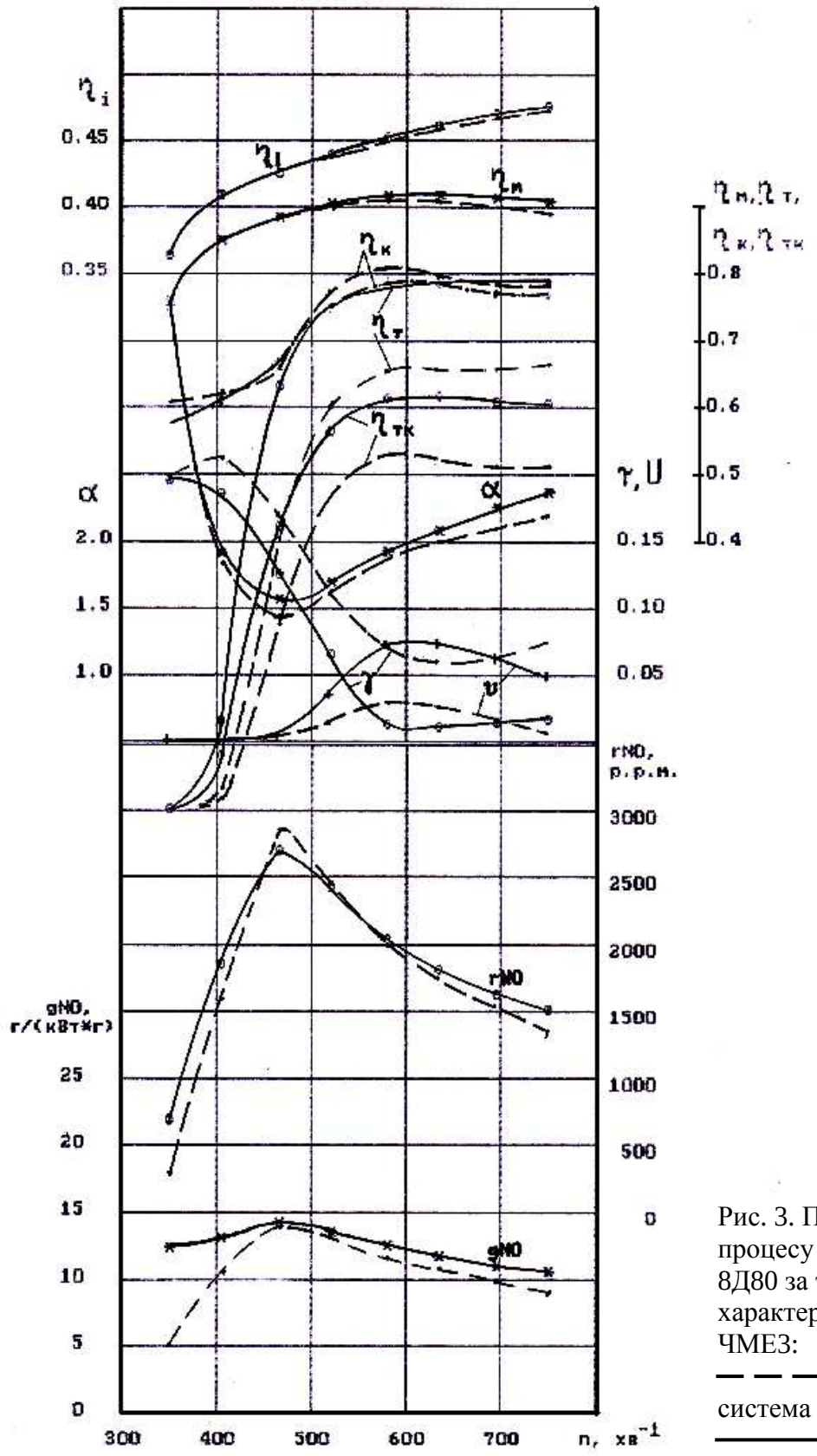


Рис. 3. Параметри робочого процесу та газообміну дизеля 8Д80 за тепловозною характеристикою тепловоза ЧМЕ3:

— — — — - двоколекторна система випуску;

———— - одноколекторна система випуску

При одноколек-торній системі випуску та вибраному порядку роботи циліндрів утримуються значення 45º п.к.в. інтервалу в порядку роботи сусідніх у відсіку циліндрів, тому імпульси тиску від цих циліндрів накладаються один на одного (див. рис. 1,б).

У результаті випускні гази забезпечують замість восьми чотири ярко виражених піки тиску газів, як і при імпульсній двоколекторній випускній системі. При цьому більш високі к.к.д. турбіни (η_T=0,75…0,79 проти 0,61…0,66) та значення площі прохідного перерізу соплового апарата турбіни, яка приходиться на один циліндр (F_{ca}=55 см^2 проти 23 см^2), призводять до зниження протитиску p_T на 0,3 бар при одноколекторній випускній системі. Це позитивно впливає як на номінальний, так й на часткові режими тепловозної характеристики. Таким чином, як це показано на рис. 4, дизель 8Д80 з одноколекторною випускною системою працює з найменшим значенням середньо експлуатаційної витрати палива, яка дорівнює $g_{e.ср.э.}$=0,2343 кг/(кВт·год), що на 2 г/(кВт·год) менше, ніж у випадку двохколекторної випускної системи, на 8,7 г/(кВт·год) нижче, ніж у 4Д80, та на 6,3 г/(кВт·год) менше, ніж у дизеля K6S310DR. Розрахункові параметри роботи дизеля 8Д80 з одноколекторною випускною системою на всіх режимах тепловозної характеристики тепловоза ЧМЕ3 наведені у вигляді суцільних графіків на рис. 2, 3. Аналізуючи ці результати, порівнюючи з системою з двома випускними коллекторами, можна зробити висновок, що у випадку одноколекторної випускної системи температури випускних газів значно нижчі ніж у системи з двома випускними колекторами. Рівень температур і відносно низькі значення максимального тиску згоряння будуть сприяти в експлуатації більшій надійності роботи дизеля. На номінальному та близьких до нього режимах роботи є достатня продувка в половині циліндрів. У даному випадку спостерігається найбільший к.к.д. турбіни, що сприяє зменшенню насосних втрат. Тому за всією характеристикою питомі ефективні витрати палива g_e найменші. Так, на рис. 2 надано порівняння зміни питомої ефективної витрати палива g_e варіантів одноколекторного (суцільна крива), двохколекторного (пунктирна крива) з прототипом (штрих-пунктирна крива). Порівнюючи дані за викидами оксидів азоту (рис. 3) можна побачити, що середньоексплуатаційний викид оксидів азоту у варіанті з одноколекторною системою випуску на 2,1 г/(кВт·год) вищий ніж при двохколекторній випускній системі і складає 14,9 г/(кВт·год), але згідно з роботою[5] його рівень нижче припустимого значення g_{NO} = 16 г/(кВт·год).

Висновки:

1. Дизель 8Д80 значно менше витрачає палива, ніж дизелі 4Д80 та K6S310DR, тому його треба застосовувати при модернізації тепловозів ЧМЕ3.

2. Оптимальною системою ГТН для дизеля 8Д80 при $n_{ном.}$=750 хв$^{-1}$ є система з випуском із усіх циліндрів в один колектор.

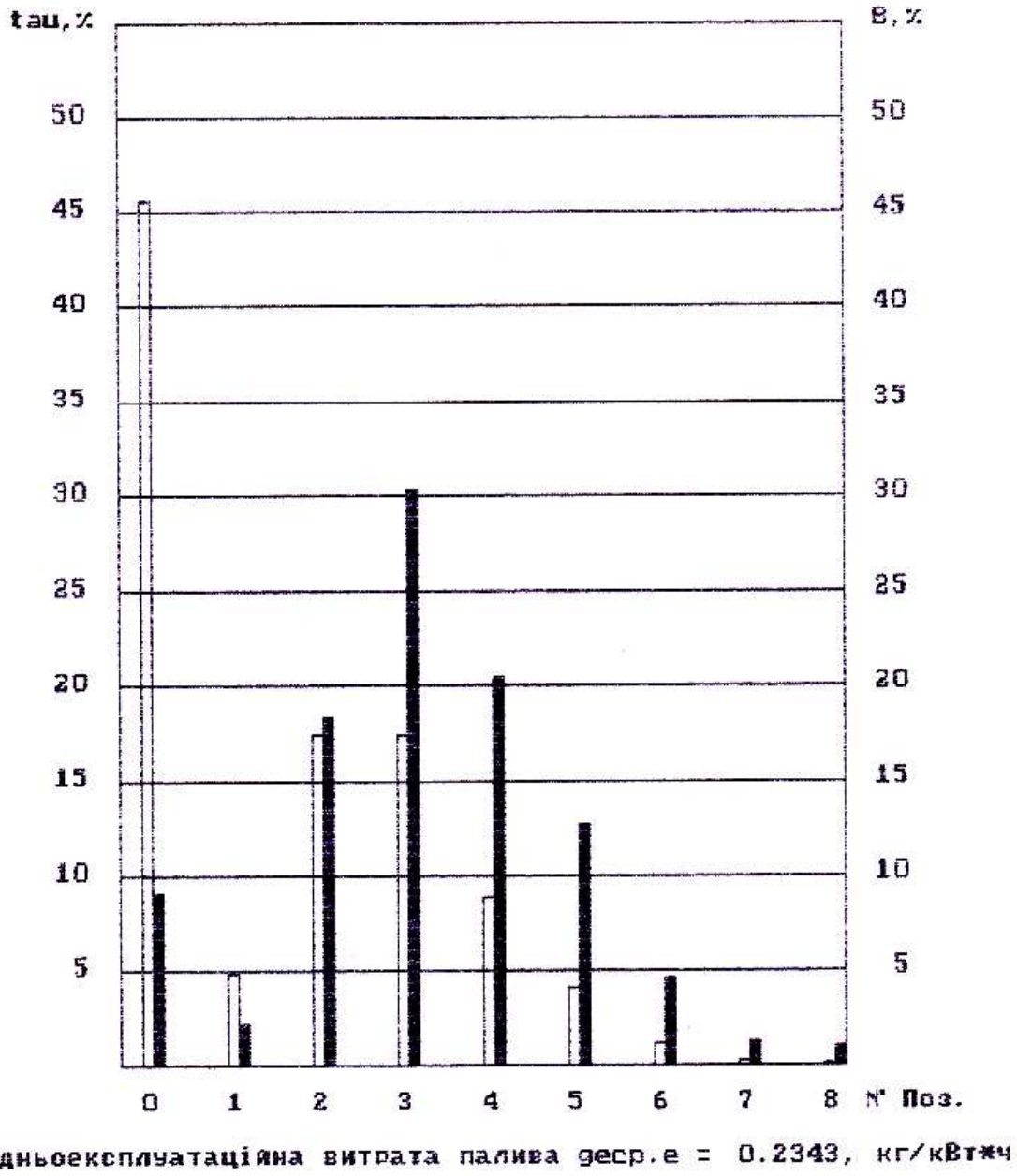


Рис. 4. Відносні час роботи (білі прямокутники) та витрата палива (чорні прямокутники) по позиціях контролера машиніста тепловоза ЧМЕЗ з дизелем 8Д80 з одноколекторною системою випуску

Список літератури

1. Крушедольський, О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах [Текст]: навч. посібник / О.Г. Крушедольський. – Харків: УкрДАЗТ. 2007. – 218 с.

2. Симсон, А.Э. Оптимизация систем воздухоснабжения по среднеэксплуатационному расходу топлива [Текст] / А.Э. Симсон, В.Д. Сахаревич //Двигателестроение. – 1985. – № 3.– С. 3-5.

3. Крушедольский, Г.И. Влияние продувки камеры сгорания на температуру деталей двигателя Д70 [Текст] / Г.И. Крушедольский, В.А. Звонов // Известия вузов. Энергетика. – 1962, № 10. – С. 80-85.

4. Хомич, А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей [Текст] / А.З. Хомич. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с.

5. Викиди забруднюючих речовин з відпрацьованими газами тепловозних дизелів. Норми та методи визначення. ДСТУ 32001-94. Затверджено та введено у дію міністерством транспорту України від 1994-10-06 №524 [Текст]. – К.: Укрзалізниця, 1994. – 60 с.

Ключові слова: тепловоз ЧМЕ3, дизель 8Д80, модернізація тепловоза шляхом заміни дизеля K6S310DR на дизель 8Д80, оптимізація параметрів дизеля 8Д80, вибір системи випуску дизеля 8Д80, ефективність тепловозного дизеля за середньоексплуатаційною витратою палива.

Анотації

В Укрзалізниці тривалий час проводилися роботи з використання на тепловозі ЧМЕ3 дизеля 4Д80 (12ЧН26/27) більш габаритного та масивного, ніж базовий дизель K6S310DR, але за паливною економічністю практично такого самого. У статті пропонується для цього тепловоза більш компактний та форсований дизель 8Д80 (8ЧН26/27). Мета дослідження – визначення ефективності від застосування на тепловозі ЧМЕ3 вітчизняного дизеля 8Д80 та вибір оптимальних параметрів і типу випускної системи дизеля, що сприяє підвищенню економічності та надійності запропонованого двигуна в експлуатації. У результаті проведеного дослідження з'ясовано, що вітчизняний дизель 8Д80 має кращі показники, ніж дизелі K6S310DR та 4Д80, за всією тепловозною характеристикою та відповідає світовим зразкам щодо паливної економічності та екологічних показників. Запропоновано також використання на дизелі 8Д80 одноколекторної системи випуску.

В Укрзализныце продолжительное время проводились работы по использованию на тепловозе ЧМЭ3 дизеля 4Д80 (12ЧН26/27) более габаритного и массивного, чем базовый дизель K6S310DR, но по топливной экономичности практически такого же. В статье предлагается для этого тепловоза более компактный и форсированный дизель 8Д80 (8ЧН26/27). Цель исследования – определение эффективности от применения на тепловозе ЧМЭ3 отечественного дизеля 8Д80 и выбор оптимальных параметров и типа выпускной системы дизеля, которые способствуют повышению экономичности и надежности предлагаемого двигателя в эксплуатации. В результате проведенного исследования получено, что отечественный дизель 8Д80 имеет лучшие показатели, чем дизели K6S310DR и 4Д80, по всей тепловозной характеристике и отвечает мировым образцам по топливной экономичности и экологическим показателям. Предложено также использование на дизеле 8Д80 одноколлекторной системы выпуска.

The Ukrzaliznytsia long time were used on locomotive ChME3 diesel 4D80 (12 ЧН26/27) more marker and massive than the base diesel K6S310DR, but fuel economy is practically the same. The article is proposed for this locomotive more compact and forced diesel 8D80 (8ЧН26/27). The purpose of the study to determine the effectiveness of the domestic diesel locomotive ChME3 8D80 and selection of optimum parameters and the type of exhaust system of a diesel engine, which helped to improve the efficiency and reliability of the proposed engine in use. The study received, that the domestic diesel 8D80 has better performance than diesel engines K6S310DR and 4D80 on all locomotives feature and meets world standards on fuel economy and environmental indicators. Proposed as 8D80 one reservoir on diesel exhaust system.