

с более высокой температурой кипения. Второй этап – это равновесное испарение оставшегося компонента смеси. Анализ зависимости $d^2(t)$ позволяет оценить продолжительность испарения капель как для однокомпонентных биотоплив, так и для их смесей. Экспериментальные оценки длительности испарения соответствуют расчетным данным.

ВИПАРОВУВАННЯ КРАПЛІН ДВУХКОМПОНЕНТНОЇ СУМІШІ ЕТАНОЛА І БУТАНОЛА

О.К. Конійка, Ю.О. Оліфіренко, В.В. Калінчак, Д.С. Дараков, Т.О. Фудулей, Л. Раславицус

Представлені результати теоретичних і експериментальних досліджень випаровування поодиноких краплин етанолу (Е), бутанолу (В) та їх суміші з масовою часткою етанолу 60% (60%Е+40%В) у розігрітому повітряному середовищі в діапазоні температур 350-700К та за атмосферного тиску. Поява ефективних технологій отримання поновлюваних палив з біомаси дало можливість використання цих спиртів як альтернативних палив. На практиці вони використовуються як домішки до пального, яке отримують з нафти. Одна з головних проблем при збільшенні частки домішок біопалив до паливних сумішей, які використовуються на транспорті, полягає в відмінності теплофізичних властивостей біопалив від властивостей мінеральних палив. Ці відмінності значно впливають на процеси утворення й випаровування краплин, спалахування та горіння модифікованої повітряно-паливної суміші у камері згорання. Випаровування крапель палива, як початкова стадія горіння в камері згорання, визначає ефективність усіх подальших процесів. Тому є важливим вивчення випаровування краплин біопалив та їхніх сумішей.

Теоретичне моделювання процесу випаровування краплин вказаної вище біопаливної суміші проводилося з використанням наближення окремих складових на основі рівнянь тепломасообміну для кожного з компонентів суміші. Тобто система включає в себе (i+1) рівняння. Для експериментального вивчення кінетики випаровування використовувався метод підвищеної краплини. Представлені отримані залежності поточного діаметру і температури краплини від часу, які вказують на наявність стадійності випаровування суміші. На першому етапі більш інтенсивно випаровується етанол, як рідина з нижчою температурою кипіння. Після цього в краплині залишається лише бутанол, як рідина з вищою температурою кипіння. Другий етап – це рівноважне випаровування компонента, що залишився у суміші. Аналіз залежності $d^2(t)$ дозволяє оцінити тривалість випаровування краплин як для однокомпонентних біопалив, так і для їх сумішей. Експериментальні оцінки тривалості випаровування відповідають даним розрахунків.

УДК 62-977

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.06

А.П. Марченко, А.Ю. Федоров, О.Ю. Лінков

РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ТЕПЛОВІДВЕДЕННЯ ДО НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТЕПЛОНОСІЯМИ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ

Для визначення основних складових втрат теплоти та їх оптимізації, в роботі уточнено методику оцінки тепловідведення до навколишнього середовища теплоносіями системи охолодження в залежності від режиму роботи ДВЗ. Проведено аналітичне дослідження оцінки втрат теплоти з охолоджувальною рідиною в системі охолодження двигуна внутрішнього згорання. За результатами побудовано апроксимовані криві зміни тепловідведення у теплоносії дизеля типу 5ТДФ в залежності від швидкісного режиму роботи та навантаження. Для розробки методики розрахунку побудовано схему енергетичного балансу силової установки транспортного засобу з двигуном типу 5ТДФ. Уточнено методику визначення складових теплового балансу. За уточненою методикою проведено розрахункове дослідження складових теплового балансу двигуна, яке дозволило визначити вплив регулювання роботи вентилятора системи охолодження на економічність дизеля при різних рівнях навантаження. Результати розрахункового дослідження дозволили визначити шляхи вдосконалення системи охолодження силової установки для підвищення її надійності за рахунок підтримки більш стабільного температурного стану деталей ДВЗ.

Актуальність

Сучасний ДВЗ це високотехнічна і високотехнологічна система сумісно працюючих систем та механізмів. Однією з тенденцій розвитку двигунобудування є відмова від втручання людини в керування роботою механізмів та систем, чи зведення такого втручання до мінімуму, тобто виключення «людського» фактору, через який трапляються надзвичайні ситуації, поломки та не ефективна робота ДВЗ. Об'єднуючи ці тенденції необхідним є визначення робочих режимів систем, що забезпечують оптимальну роботу ДВЗ. Актуальною постає задача

комплексної оцінки енергетичних параметрів ДВЗ та його систем, а саме визначення втрат теплоти з теплоносіями системи охолодження.

Мета роботи

Уточнення методики оцінки втрати теплоти з теплоносіями системи охолодження в залежності від режиму роботи ДВЗ для визначення основних складових втрат теплоти та їх оптимізації. Для досягнення мети необхідно вирішити задачу розрахункової оцінки теплоти підведеної до системи охолодження, провести аналіз перспектив розвитку систем охолодження транспортних дизелів, описа-

ти розподіл теплоти між робочими рідинами системи охолодження, визначити вплив регулювання на економічність дизеля, запропонувати спосіб оптимізації параметрів роботи системи охолодження.

Основна частина

Система охолодження ДВЗ призначена для відведення у навколишнє середовище теплоти, що була підведена до деталей ДВЗ від газів в циліндрі та процесів тертя деталей. Недосконала конструкція системи охолодження ДВЗ або не здатність відвести необхідну кількість теплоти призводить до різних наслідків, що впливають на роботу ДВЗ від пошкодження деталей до обмеження рівня потужності [1]. Тому питання надійної та ефективної роботи системи охолодження ДВЗ першочергово постає при розробці та доводці транспортних двигунів. Наявність керування роботою системи охолодження ДВЗ дозволяє отримати оптимальні робочі режими, але для оптимальної роботи такої системи мають бути розраховано або експериментально визначені характеристики ДВЗ та його систем.

При використанні регулювання роботи системи охолодження ДВЗ розробка керуючого алгоритму базується на проведених раніше дослідженнях даної системи в розрахунковій градації граничних умов. Виходячи з проведеного аналізу, в алгоритм роботи електронного блоку керування вносять таку градацію з урахуванням забезпечення максимальної ефективності системи на заданому режимі експлуатації [2].

Виключення поломок при неправильній експлуатації, а також можливість отримати високу паливну економічність при роботі ДВЗ вимагає узгодження робочих характеристик системи охолодження і транспортного дизеля. Вітчизняним двигунобудівним підприємствам складно проводити детальне дослідження роботи системи охолодження ДВЗ. На поточний момент оцінка теплоти, підведеної до теплоносіїв, проводиться в більшості випадків лише експериментальним шляхом, для максимально можливого режиму навантаження. Такий підхід використовується з метою забезпечення відведення максимальної кількості теплоти переданої від деталей до теплоносіїв, а також гарантування роботи дизеля на номінальному режимі, як на найбільш навантаженому, в чітко визначеному діапазоні температур навколишнього середовища.

Сучасні транспортні засоби з ДВЗ працюють

не тривалий час при номінальному режимі роботи на максимальному навантаженні, що говорить про необхідність врахування умов експлуатації. На часткових режимах зі змінними навантаженнями потужність, споживана на активацію і забезпечення роботи системи, буде відмінною від потужності на номінальному режимі роботи ДВЗ. Для конструкцій ДВЗ, що експлуатуються характерною особливістю є механічний зв'язок приводу механізмів системи. В даному випадку робоча характеристика такої системи з механічним зв'язком безпосередньо залежить від частоти обертання колінчастого валу дизеля. Так як дизель має регулятор, що корегує паливоподачу в разі зниження навантаження при постійній частоті обертання колінчастого валу, то ефективність роботи системи знижується. Це відбувається внаслідок зниження співвідношення кількості підведеної та відведеної теплоти до теплоносіїв при зниженні навантаження при постійній частоті обертання колінчастого валу дизеля. На основі аналізу характеристики зміни тепловідведення в охолоджуючі рідини для дизеля типу 5ТДФ і отримано аналітичні залежності зміни виділення теплоти від частоти обертання колінчастого валу в діапазоні $1000-2850 \text{ хв}^{-1}$, в залежності від навантаження на ДВЗ (рис. 1) [3]. З рис.1 видно, що зниження навантаження і частоти обертання КВ дизеля призводить до зниження кількості теплоти підведеної в теплоносії.

Для забезпечення регулювання роботи системи охолодження ДВЗ необхідно уточнити методику визначення кількості теплоти, яка підведена до теплоносіїв системи охолодження з метою синхронізації робочих режимів агрегатів, що входять в систему. А саме, узгодити характеристики підведення теплоти в охолоджуючі рідини (рис. 1) і характеристику відводу теплоти в теплообмінниках системи охолодження.

Виконання задачі вимагає проведення аналізу конструкції дизеля і його систем з кінцевим результатом у вигляді схематичного зображення передачі потоків потужності і теплоти в силовій установці з транспортним дизелем типу 5ТДФ (рис. 2). Теплота у вузлі «Ц» (циліндр ДВЗ) розподіляється на енергетичні потоки, що підводяться (теплота, внесена із наддувним повітрям і паливом) та відводяться (індикаторна робота, втрат теплоти у стінки, теплота, що відведена з відпрацьованими газами).

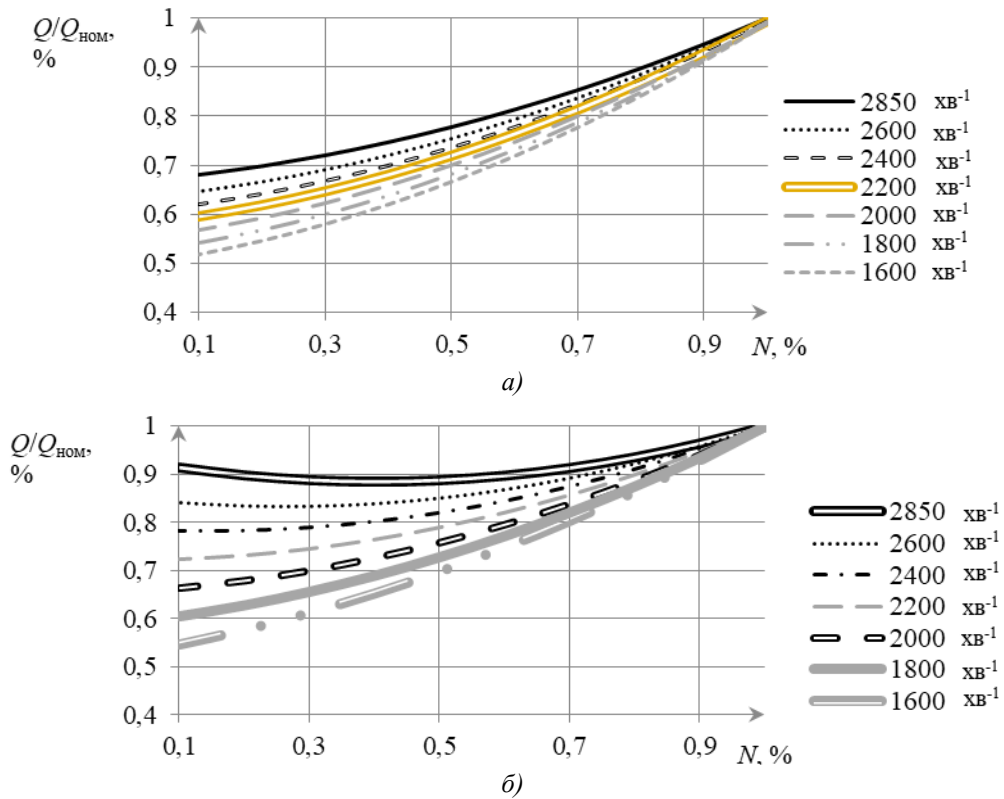


Рис. 1. Характеристика зміни тепловиділення в залежності від режиму роботи та навантаження на дизель у теплоносії: а) охолоджуюча рідина; б) моторна олива

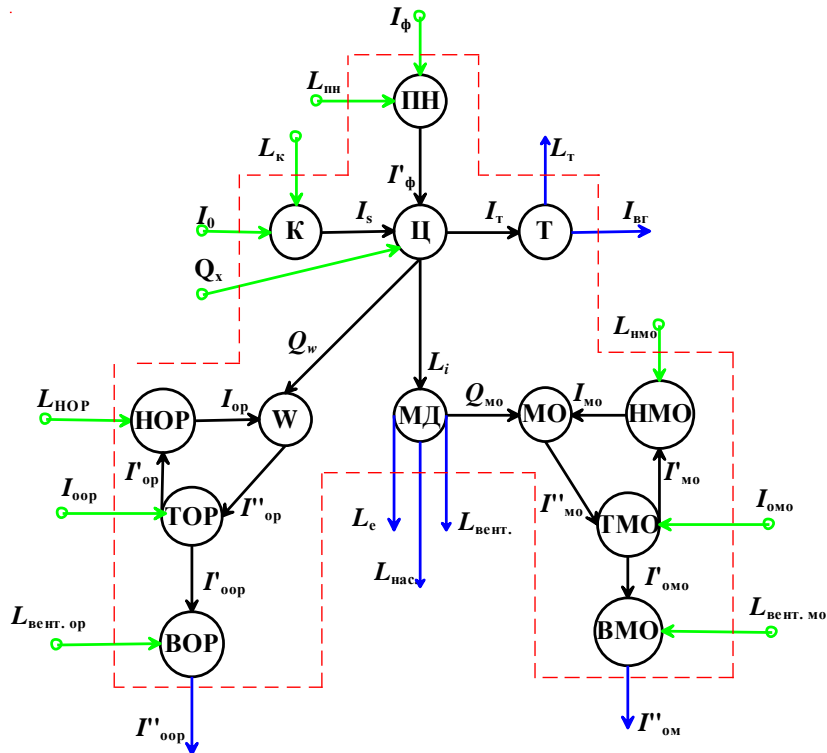


Рис. 2. Енергетична схема ДВЗ:

Ц – циліндр дизеля; К – компресор; ПН – паливний насос; МД – механізми дизеля; Т – турбіна; НОР – насос охолоджуючої рідини; ТОР – теплообмінник охолоджуючої рідини; ВОР – вентилятор охолоджуючої рідини; НМО – насос моторної оливи; ТМО – теплообмінник моторної оливи; ВМО – вентилятор моторної оливи; W – вузол рідинної системи, що сприймає теплоту; МО – вузол системи змащення, що сприймає теплоту

Розв'язання задачі визначення теплоти, що підводиться до теплоносіїв системи охолодження вимагає складання теплового балансу силової установки [4].

Відповідно побудованої схеми (рис. 2) на основі рівняння енергетичного балансу дизеля (1):

$$Q_1 = L + Q_2, \quad (1)$$

де, Q_1 – підведена теплота;

L – робота;

Q_2 – відведена теплота;

Спираючись на енергетичну схему дизеля (рис. 2), визначимо, що ліва частина рівняння енергетичного балансу включатиме такі складові:

$$Q_1 = I_s + I_\phi + Q_x, \quad (2)$$

де I_s – теплота, внесена з наддувним повітрям;

I_ϕ – теплота, внесена в циліндр з паливом;

Q_x – теплота згоряння палива.

Підведена теплота до робочого тіла в циліндрі дизеля (2) включає в себе теплоту, внесену з паливом (I_ϕ) і з повітрям (I_s). За схемою (рис.2) враховується наддув і теплота, внесена з повітрям враховує його нагрів і стиск (I_s). При згорянні палива виділяється теплота (Q_x), що еквівалентна нижчій теплоті згоряння (Q_n) і маси палива, внесеного в циліндр (B_c):

$$Q_x = B_c \cdot Q_n. \quad (3)$$

У разі застосування наддуву зміна теплоти, підведеної до повітря, буде залежати від початкової теплоти повітря (I_0), а також роботи, витраченої на привід агрегату наддуву (L_k):

$$I_s = I_0 + L_k, \quad (4)$$

Також варто враховувати теплоту, внесену в циліндр з паливом (I_ϕ). Особливістю паливної системи дизеля є значний стиск палива, що призводить до зміни його температурного стану:

$$I_\phi = I_\phi + L_{\text{тн}}, \quad (5)$$

де I_ϕ – теплота палива до моменту стиску;

$L_{\text{тн}}$ – робота, витрачена на привід паливного насоса.

Так, відповідно до схеми на рис. 2 для зовнішнього контуру відведена теплота (Q_2) буде мати вигляд:

$$Q_2 = Q_w + Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент}} + L_{\text{нас.}} + L_k - L_{\text{т}} + I_{\text{вг}} - I_s - I_\phi, \quad (6)$$

де I_s – ентальпія наддувного повітря;

L_k – робота, витрачена на привід агрегату наддуву;

$L_{\text{т}}$ – робота, отримана на валу турбіни;

Q_w – теплота, відведена від охолоджуючої рідини;

$Q_{\text{мо}}$ – теплота, відведена від моторної оливи;

$L_{\text{вент}}$ – робота, витрачена на привід вентилятора системи охолодження;

$L_{\text{нас.}}$ – робота, витрачена на привід насосів дизеля;

$I_{\text{вг}}$ – ентальпія відпрацьованих газів;

I_ϕ – ентальпія палива.

Щоб визначити компоненти, що входять в рівняння енергетичного балансу по зовнішньому контуру відповідно розглянутої схеми на рис. 2, необхідно визначити складові правої частини рівняння (1), а саме відведену теплоту.

Важливо, що в залежності від описуваного теплового балансу змінюються складові, які входять в рівняння. Включення або виключення останніх буде залежати від розглянутого контуру, в нашому випадку на рис. 2 штриховими лініями виділено зовнішній контур силової установки.

Рівняння енергетичного балансу для зовнішнього контуру силової установки, схема якої приведена на рис. 2, буде мати вид:

$$I_\phi + L_{\text{тн}} + L_k + I_0 + Q_x + L_{\text{туп}} + I_{\text{оор}} + L_{\text{вент.л}} + L_{\text{вент.мо}} + I_{\text{омо}} + L_{\text{тмо}} = L_e + L_{\text{т}} + L_{\text{нас}} + I_{\text{оор}}'' + L_{\text{вент.л}}'' + I_{\text{омо}}'' + I_{\text{вг}}. \quad (7)$$

Розглянувши тепловий баланс за зовнішнім контуром, визначимо рівняння для підведеної теплоти в циклі Q_x :

$$Q_x = L_e + (I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}}) + (I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}}) + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_\phi). \quad (8)$$

Тоді загальна теплота, підведена до охолоджуючої рідини і моторної оливи, матиме вигляд [5]:

$$Q_{\text{мо}}' = I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}} = I_{\text{омо}}'' - I_{\text{омо}}' + L_{\text{вент.мо}} = Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент.мо}}, \quad (9)$$

$$Q_w' = I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}} = I_{\text{оор}}'' - I_{\text{оор}}' + L_{\text{вент.ор}} = Q_w + L_{\text{вент.ор}}. \quad (10)$$

З врахуванням рівнянь 9 та 10 визначимо теплоту підведену до охолоджуючої рідини та моторної оливи в рівнянні 8:

$$Q_x = L_e + Q_w' + Q_{\text{мо}}' + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_\phi). \quad (11)$$

З рівняння (11) при відомій ефективній роботі або потужності дизеля, ентальпії газів на виході з циліндра і параметрах ентальпії навколишнього середовища і палива можна виразити суму складових теплоти, підведеної до системи охолодження: теплоту, підведену до охолоджуючої рідини (Q_w') і теплоту, підведену до моторної оливи ($Q_{\text{мо}}'$).

Рівняння включає в себе тепловий потік в систему охолодження, який виражений як:

$$Q_{co} = Q_w' + Q_{mo}' \quad (12)$$

Залежно від схеми компоновання теплообмінників необхідно визначити складову потужності на привід вентилятора системи охолодження, яка враховується в підведеній теплоті до системи охолодження.

Компоновання теплообмінників системи охолодження при їх послідовному розташуванні за потоком охолоджуючого повітря визначатиме гідравлічний опір повітряного тракту. Потужність, що витрачається на привід вентилятора, буде підсумовуватись з витратами роботи на прокачку повітря через теплообмінники моторної оливи і охолоджуючої рідини. Це пояснюється зростанням сумарного гідравлічного опору мережі. При паралельному розташуванні теплообмінників, втрати роботи та потужності будуть безпосередньо визначатись кожною секцією або модулем, що складається з секцій теплообмінників моторної оливи і охолоджуючої рідини окремо.

Для схеми на рис. 2 енергетичний баланс з урахуванням втрат на привід вентилятора набуде вигляду:

$$Q_x = L_e + Q_{mo} + L_{вент.мо} + Q_w + L_{вент.оп} + (I_{вг} - I_0 - I_{\phi}) = L_e + Q_{mo} + Q_w + L_{вент.} + (I_{вг} - I_0 - I_{\phi}) \quad (13)$$

Розрахунковими способами складно визначити складові втрат теплоти в охолоджуючу рідину (Q_w') і моторну оливу (Q_{mo}') з огляду на те, що необхідно визначити теплові потоки через стінку циліндра і головку блоку циліндрів (при її наявності) в охолоджуючу рідину. Подібним чином в залежності від схеми розташування каналів руху моторної оливи і місць контакту деталей з оливою необхідно визна-

чити тепловий потік до неї. В останньому випадку, визначення теплового потоку в оливу ставить перед конструктором завдання пошуку теплового потоку на кожній стінці, що контактує з оливою. Такий підхід до вирішення задачі буде найбільш точний, але трудомісткий. З цієї причини оцінка параметрів роботи системи охолодження найчастіше проводиться, спираючись на результати експериментальних досліджень.

Процес визначення теплового потоку в охолоджуючу рідину і моторну оливу математичними методами моделювання стає складною і трудомісткою задачею. Варіювання частоти обертання колінчастого валу, швидкісного режиму, навантаження безпосередньо впливає на інтенсивність підведення теплоти в охолоджуючі рідини. Крім цього конструкція дизелів також впливає на характеристики теплопідведення до охолоджуючих рідин.

Нами запропоновано аналітичний метод вирішення завдання пошуку теплових потоків в охолоджуючу рідину і оливу. Виходячи з численних експериментальних досліджень, було визначено середнє значення теплоти, яке надходить в систему охолодження для того або іншого типу дизелів.

У табл. 1 [5] наведено середній тепловий баланс для транспортних дизелів із зазначенням сумарної кількості теплоти, відведеної системою охолодження. Показані процентні значення величини ефективно використаної теплоти (q_e) від максимально підведеної, також теплоти, підведеної до рідини системи охолодження (q_{op}), ентальпію випускних газів ($q_{вг}$), теплоти, що не виділилась при згорянні палива ($q_{н.з.}$), теплоти, підведеної до моторної оливи ($q_{мо}$), а нев'язка теплового балансу ($q_{зал.}$) пояснюється наявністю теплообміну поверхонь деталей з навколишнім середовищем та ін. втратами.

Таблиця 1. Складові теплового балансу дизелів

Тип двигуна	q_e	q_{op}	$q_{вг}$	$q_{н.з.}$	$q_{мо}$	$q_{зал.}$
	%					
Дизелі без наддува	29-42	20-35	25-40	0-5	2-4	2-7
Дизелі з помірним наддувом	35-45	10-25	25-45	0-5	3-7	2-7
Дизелі з високим наддувом	40-48	10-18	20-40	0-7	4-8	2-5

Як видно з табл. 1, сумарна теплота, відведена системою охолодження для дизеля без наддуву 22–39%, дизеля з помірним наддувом 13–32%, з високим наддувом 14–26%. Для визначення складових теплового балансу важливим є правильно розділи-

ти на складові сумарну теплоту, відведену системою охолодження.

Подібне розділення можливо здійснити в разі розрахунку параметрів на основі даних двигуна прототипу. Тобто, маючи співвідношення кількості теплоти, що підведена в моторну оливу і в охоло-

джууючу рідину, яка була визначена раніше для ДВЗ подібної конструкції і розмірності, можна розділити сумарне значення теплоти (Q_{co}), отримане в результаті рішення рівняння зовнішнього теплового балансу на компоненти теплового балансу охолоджуючої рідини (Q_w') і оливи (Q_{mo}'). Таким чином обчислити загальний тепловий потік в систему охолодження не важко при наявності всіх елементів рівняння теплового балансу і розподілу складових теплоти системи охолодження.

Нижче наведена таблиця теплового балансу дизелів різного типу [6, 7] з поділом теплоти, під-

веденої до кожної охолоджуючої рідини.

З табл. 2 видно, що в дизелях із поршнями, що рухаються назустріч, теплота, відведена охолоджувальною рідиною, буде меншою, ніж в рядному або V-подібному ДВЗ. Це пояснюється відсутністю головки блоку циліндрів, яка, має охолоджувальні порожнини і канали для циркуляції охолоджуючої рідини. А щодо рядного дизеля збільшення відведення теплоти в моторну оливу пояснюється в два рази більшою площею контакту оливи з циліндром, для V-подібного дизеля відведення теплоти в оливу знаходиться в близькому значенні.

Таблиця 2. Складові теплового балансу дизельних двигунів

Параметри дизеля і складові теплового балансу	Назва дизеля					
	ПД1М	2Д100	10Д100	11Д45	2А-5Д49	1Д49
Компоновка	Рядний	Рядний із поршнями, що рухаються назустріч	Рядний із поршнями, що рухаються назустріч	V-подібний	V-подібний	V-подібний
Тактність	4	2	2	2	4	4
Ефективна потужність, кВт	880	1470	2200	2200	2940	4420
Частота обертання валу, хв ⁻¹	750	850	850	750	1000	1100
Теплота, внесена в циліндри дизеля з паливом, кВт	2326,5	3989,9	5635,3	5971,3	7289	11425,7
Корисно використане тепло, %	38	36	38	36	41	39,5
Відведення тепла з охолоджуючою рідиною, %	22,5	15	11,5	17	13	13,5
Відведення тепла с моторною оливою, %	3,5	11	10	8,8	5	5
Відведення тепла від повітря перед циліндрами, %	2	-	8	4,5	7,5	8,5
Відведення тепла з відпрацьованими газами, %	34	38	32,5	33,7	32	33,5

Якщо розглядати енергетичну схему, наведену на рис. 2 для дизеля 5ТДФ, то для оцінки зроблених раніше висновків необхідно привести експериментальні дані вимірювання теплового балансу. У ДП «ХКБД» проведені випробування модифікації дизеля типу 5ТДФ (457-МА1), в результаті яких отримані параметри теплового балансу дизеля. У табл. 3 наведені результати дослідження дизеля.

Також в табл. 3 [8, 9] для порівняння показані характеристики тепловиділення дизеля типу 6ТД, однакової розмірності, як і дизелі типу 5ТДФ. Видно, що для даних двигунів характерним є теплови-

ділення в охолоджуючу рідину на рівні $13 \pm 0,5\%$, в моторну оливу тепловиділення складає $4 \pm 0,4\%$. Подібна тенденція свідчить про можливість використання середньостатистичних експериментальних значень для подальших розрахунків системи охолодження.

Спираючись на питомі значення теплоти, підведеної до рідини і оливи в систему охолодження, можемо розрахувати наскільки буде змінюватися тепловий потік в теплоносії системи охолодження в залежності від навантаження на дизель на відповідному швидкісному режимі. Для визначення нава-

нтажувальних параметрів роботи системи охолодження ДВЗ, скористаємося питомою тепловіддачею, отриманою на зовнішній швидкісній характеристиці, а саме на номінальному режимі роботи і апроксимованими кривими на рис. 1.

Видно, що тепловий потік буде змінюватися з навантаженням. Використовуючи параметри зовнішньої швидкісної характеристики і залежності

(рис. 1), визначають тепловиділення при зміні навантаження на двигун. Приймаючи, що рівняння (12) (Q_{co}) дорівнює сумі процентним співвідношенням теплоти, відведеної системою охолодження, то поділ теплового потоку для дизеля типу 5ТДФ зведеться до визначення теплового потоку лише на номінальному режимі роботи.

Таблица 3. Экспериментальные параметры дизелей

Параметр	Од. виміру	Дизель			
		457ма-1(5ТД)	457ма(5ТД)	457(5ТД)	459(6ТД)
n	хв ⁻¹	2850	2800	2800	2800
N_e	кВт	668,8	559,9	458,1	634,6
G_m	кг/год	179,3	164,8	122	167
g_e	г/(кВт·год)	268,1	293,7	266,5	262,4
$t_{вс}$	К	293	293	288	293
t_k	К	435	475	412	442
p_k	МПа	0,32	0,34	0,23	0,29
p_r	МПа	106,9	294,2	264,8	260,9
t_r	К	885	873	848	858
$G_{вз}$	кг/с	1,56	1,6	1,19	1,68
$G_{в\ стр}$	кг/с	0,08	0,11	0,09	0,19
$G_{в\ дв}$	кг/с	1,48	1,49	1,11	1,49
$у\alpha$	-	2,05	2,23	2,23	2,2
N_k	кВт	-	293,1	143,4	250,7
$N_{стр.}$	кВт	-	20,9	10,3	18,3
$Q_{ор}$	кВт	279,1	267,49	196,3	251,4
$Q_{мо}$	кВт	86,8	81,4	62,7	77
$Q_{ор} + Q_{мо}$	кВт	365,9	348,9	259	328,4
$Q_{підв}$	кВт	2106,8	1935,8	1433,5	1962,3
$Q_{ор}$	%	13,3	13,8	13,7	12,8
$Q_{мо}$	%	4,1	4,2	4,4	3,9

Показники споживання палива дизелем, що отримані в результаті експерименту на номінальному режимі, дадуть базову точку для визначення впливу на паливну економічність теплоти, підведеної до теплоносіїв системи охолодження (Q_{co}).

Для відводу теплоти (Q_{co}) необхідно визначити параметри системи охолодження і компонентів, що входять до неї. Дизелі типу 5ТДФ спроектовані з урахуванням роботи з системою охолодження ежекційного типу. Ежекційна система охолодження показує високі показники надійності, але зважаючи на особливості конструкції створює обмеження по рівню форсування дизеля і має недостатню ефективність на часткових режимах. Най-

поширенішою системою охолодження є вентиляторна. На танку Т-14 «АРМАТА» аналіз показав наявність двох ідентичних вентиляторів в кормі танка [10], подібна тенденція зберігається в інших закордонних бойових машинах. Таким чином на підставі аналізу закордонних танків і їх систем охолодження ДВЗ рекомендовано застосування системи охолодження вентиляторного типу.

Зображена схема на рис. 2 відноситься до модифікації дизеля 5ТДФ МА-1. Модифікація є варіантом модернізації танків Т-72 з урахуванням внесення мінімальних змін в конструкцію бойової машини.

Система охолодження тут є вентиляторною, з вентилятором, що приводиться через редуктор з

двома передачами, від колінчастого валу дизеля. Для визначення впливу зміни теплоти, яку необхідно відвести системою охолодження, потрібно привести основні параметри для розрахунку параметрів роботи вентилятора (аеродинамічний опір повітряної мережі, адіабатичний коефіцієнт корисної дії, та ін.)

На рис. 3 показаний графік зміни аеродинамічного опору повітряної мережі системи охолодження ДВЗ танка Т-72, отриманий експериментальним шляхом [11].

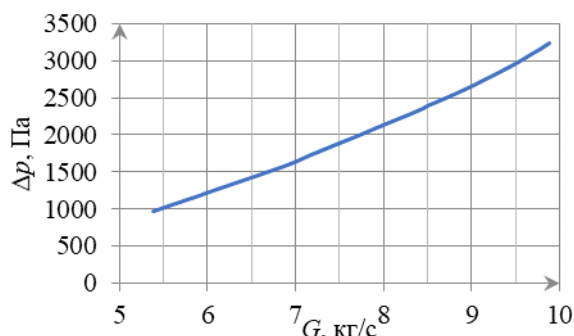


Рис. 3. Аеродинамічний опір повітряної мережі системи охолодження

Коефіцієнт корисної дії вентилятора знаходиться в межах від 23–32% в залежності від встановленої модифікації вентилятора. Низький ККД пояснюється тим, що вентилятор прокачує гаряче повітря.

ККД вентилятора безпосередньо визначає потужність, витрачену на обертання диска вентилятора. Так як потужність не підводиться від зовнішнього джерела, а відбирається за допомогою передачі від транспортного дизеля, то потужність останнього, як і паливна економічність, безпосередньо пов'язана з ККД вентилятора і масовою витратою повітря, яке він забезпечує для необхідного режиму роботи.

Потужність, що витрачається на привід вентилятора, визначається з виразу [12]:

$$N_{\text{вент}} = \frac{G \cdot H_p}{\eta_e \cdot 75}, \quad (14)$$

де, G – об'ємна витрата повітря, $\text{кг} / \text{м}^3$;

H_p – надлишковий тиск, Па;

η_e – коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Витрата повітря для відводу теплоти від теплообмінників визначається з комплексного розрахунку секцій теплообмінників за розробленою програмою на базі методики, викладеної авторами Кейсом і Лондоном.

Вихідними даними для програми розрахунку теплообмінників є параметри теплового балансу

дизеля (температури робочих тіл, витрати, теплота яку необхідно відвести), і параметри навколишнього середовища.

За розрахунком робочого процесу дизеля задається значення теплоти, яку необхідно відвести від теплообмінників. Згідно з дослідженнями, проведеним ДП «ХКБД» в першому наближенні можна задатися процентним поділом теплоти в охолоджуючу рідину і моторну оливу на режимі зовнішньої швидкісної характеристики в залежності від загальної теплоти, підведеної при згорянні палива в циліндрі. Відповідно до рис. 1 для дизеля 5ТДФ можна, спираючись на криву, що описує залежність кількості теплоти, підведеної до системи охолодження, від частоти обертання колінчастого валу дизеля і навантаження. За апроксимованими залежностями стає можливим визначити часткові режими роботи, при цьому, не вдаючись до додаткових експериментальних досліджень.

За результатами розрахунку теплообмінників будуватиметься характеристика масової витрати повітря через вентилятор, а також характеристика для часткових режимів роботи дизеля при варіюванні параметрів навантаження, температур робочих тіл і повітря.

Виходячи з описаного вище виразу визначення потужності вентилятора, помістимо його в рівняння зовнішнього теплового балансу.

$$I''_{\text{омо}} - I'_{\text{омо}} = I''_{\text{омо}} - I'_{\text{омо}} + L_{\text{вент.мо}} = Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент.мо}}, \quad (15)$$

$$I''_{\text{оор}} - I'_{\text{оор}} = I''_{\text{оор}} - I'_{\text{оор}} + L_{\text{вент.ор}} = Q_w + L_{\text{вент.ор}}, \quad (16)$$

$$Q_x = L_e + Q_{\text{мо}} + L_{\text{вент.мо}} + Q_w + L_{\text{вент.ор}} + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_{\text{ф}}) = L_e + Q_{\text{мо}} + Q_w + L_{\text{вент.}} + (I_{\text{вг}} - I_0 - I_{\text{ф}}) \quad (17)$$

З рівнянь (15) и (16), (17) можна отримати:

$$N_{\text{еу}} = N_e - N_{\text{вент.}} \quad (18)$$

Для визначення впливу регулювання роботи вентилятора на економічність дизеля необхідно порівняти ідентичні режими роботи. При відомому стандартному налаштуванні роботи вентилятора потужність силової установки становить 676 кВт і паливна економічність становить 267 г/(кВт·год). Знаючи параметри потужності не важко визначити в якій мірі впровадження регулювання вплине на паливну економічність дизеля.

Для дослідження обрали 2 найпоширеніших режими роботи, це режим номінальної потужності і режим максимального крутного моменту. За розрахунковими даними отримані параметри втрат на привід вентилятора при повному навантаженні з метою порівняння втрат при відсутності умови регулювання. Відсутність умови регулювання передбачає постійні витрати потужності на привід вентилятора, а також надлишок теплоти, яку відводить

охлаждающее повітря. Були проведені розрахунки зміни тепловіддачі в систему охолодження при ва-

ріюванні навантаження в межах від 60 до 100% з кроком 20%. Результати наведені в табл. 4.

Таблица 4. Результаты расчетного исследования дизеля типа 5ТДФ

n, хв ⁻¹	P, %	g _e , кг/(кВт·год)	N _e ,	N _{вент} , кВт	t _{оп} , °C	t _{мо} , °C	t ₀ , °C
			кВт				
2050	100	0,262	500,5	7,5	115	101	20
	80	0,255	514,5	4	115	96	20
	60	0,251	523,6	2,4	115	92	20
2850	100	0,246	731,6	34,8	115	107	20
	80	0,234	770,5	19,2	115	104	20
	60	0,227	793,9	10,8	115	103	20

Як видно з табл. 4 використання регулювання системи охолодження з метою забезпечити постійний температурний стан дизеля при зниженні навантаження також дозволяє знизити витрату палива.

Визначення масової витрати повітря в залежності від параметрів роботи дизеля дозволить скласти електронні карти з масивами даних для програми управління роботою вентилятора. Дана програма буде регулювати масову витрату повітря через вентилятор за допомогою контролю частоти обертання ротора вентилятора або кута нахилу лопаток в роторі.

Висновки

1. Дано уточнення опису методики розрахункової оцінки тепловідведення до навколишнього середовища теплоносіями системи охолодження ДВЗ в частині розподілу між теплоносіями на різних режимах роботи ДВЗ.

2. Проведено аналіз перспектив розвитку систем охолодження ДВЗ на прикладі закордонних танків і рекомендовано застосування системи охолодження дизеля вентиляторного типу.

3. Використовуючи експериментальні дані описано спосіб поділу отриманої розрахунковим методом теплоти від деталей дизеля підведеної в систему охолодження на теплоту, підведену до моторної оливи та охолоджуючої рідини.

4. На основі аналізу та експериментальних даних з використанням уточненої методики визначено, що запропоновано спосіб оптимізації параметрів роботи системи охолодження з застосуванням регулювання в залежності від режиму роботи ДВЗ дозволяє знизити експлуатаційну витрату палива.

Список літератури:

1. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей : учебник для вузов по специальности "ДВС" / С. И. Ефимов [и др.] ; под

ред.: А. С. Орлина, М. Г. Круглова. - 3 изд., перераб. и доп. - М. : Машиностроение, 1985. - 456 с. 2. Iskandar M. A. Design and analysis of a cooling control system of a diesel engine, to reduce emissions and fuel consumption / M. A. Iskandar, A. A. Filho. // ABCM Symposium Series in Mechatronics. - 2012. - p. 39-48. 3. Отраслевой стандарт. Системы жидкостного охлаждения дизеля военных гусеничных машин. Метод расчета. ОСТ В3-1470-82.- Изд. официальное. 1982. - 162 с. 4. Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учеб. по специальности "Двигатели внутреннего сгорания"/ Орлин А.С., Круглов М.Г., Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А. и др.; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. - 4-е издание, переработанное и дополненное.- М.: Машиностроение, 1983. - 372 с. 5. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К. Шокотов. Под ред. А.Ф. Шеховцова. — К.: Техника, 1992. — 272 с. 6. Технические требования, основные характеристики и мощностные ряды дизелей [Электронный ресурс] // Тепловозы и подвижной состав. - 2018. - Режим доступа до ресурсу: http://dieselloc.ru/books/kuzmich/page_19.html. 7. Дизель Д100 [Электронный ресурс] // Тепловозы ТГМ4, ТЭМ2, ТГМ6. - 2018. - Режим доступа до ресурсу: http://tgm4.org/publ/dizelja/dizel_d100/35-1-0-87. 8. Двигатель 5ТДФ [Электронный ресурс] // Сталь и озоны: современные и перспективные танки. - 2018. - Режим доступа до ресурсу: <http://btvt.narod.ru/4/5td/5tdf.htm>. 9. Звіт № 018к – Харків: ДП "ХКБД", 2013. – 1 с. 10. Сердце "Арматы" [Электронный ресурс] // youtube.com-телеканал Звезда. - 2015. - Режим доступа до ресурсу: https://www.youtube.com/watch?v=KcxEypMS_FM. 11. Технический акт №534/ЛАС – Харків: ДП "ХКБД", 2012. – 3 с. 13. Косточкин В. Н. Центробежные вентиляторы. Основы теории и расчета /В. Н. Косточкин. Москва : Машиз, 1951. – 222 с.

Bibliography (transliterated):

1. Efimov, S.Y., Edited by Orlin, A.S., Kruglov, M.H., (1985), Internal Combustion Engine. Piston and combined engine systems. Textbook for universities on the specialty "ICE", 3rd ed. [Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Sistemy porshnevyyih i kombinirovannyih dvigatelay : uchebnik dlya vuzov po spetsialnosti "DVS", 3-e izd., pererab. y dop.], Mashinostroenie, Moscow, 456 p. 2. Iskandar, M.A., Filho, A.A., (2012), "Design and analysis of a cooling control system of a diesel engine, to reduce emissions and fuel

consumption", *ABCM Symposium Series in Mechatronics*, pp. 39–48. 3. (1982), *Industry standard. Liquid cooling systems for diesel engines of military caterpillar vehicles. Calculation method. OST B3-1470-82. Official [Otrasevoy standart. Sistemyi zhidkostnogo ohlazhdeniya dizelya voennyih gusenichnyih mashin. Metod rascheta. OST VZ-1470-82. Yzd. ofytsyalnoe.]*, 162 p. 4. Orlin, A.S., Kruglov, M.G., Vyubov, D.N., Ivashchenko, N.A. and etc.; Ed. Orlin, A.S., Kruglov, M.G., (1983), *Theory of piston and combined engines. A textbook on the specialty "Internal combustion engines", 4th ed. [Teoriya porshnevnyih i kombinirovannyih dvigateley. Ucheb. po spetsialnosti "Dvigateli vnutrennego sgoraniya", 4-e yzdanye, pererabotannoe y dopolnennoe]*, Moscow, Mashinostroenie, 372 p. 5. Abramchuk, F.I., Marchenko, A.P., Razleytsev, N.F., Tretyak, E.I., Shekhovtsov, A.F., Shokotov, N.K., Ed. Shekhovtsov, A.F. (1992), *Modern diesel engines: increase fuel economy and long-lasting durability. [Sovremennyye dizeli: povyshenie toplivnoy ekonomichnosti i dlitelnoy prochnosti]*, Kyiv, Technic, 272 p. 6. "Technical requirements, main characteristics and power series of

diesel engines". *Diesel locomotives and rolling stock [“Tehnicheskie trebovaniya, osnovnyie harakteristiki i moschnostnyie ryadyi dizeley” Teplovozyi i podvizhnoy sostav]*, available at: http://dieselloc.ru/books/kuzmich/page_19.html. 7. "Diesel D100". *Diesel locomotives TGM4, TЭM2, TGM6 [“Dizel D100”. Teplovozyi TGM4, TEM2, TGM6.]*, available at: http://tgm4.org/publ/dizelja/dizel_d100/35-1-0-87. 8. "5TDF Engine". *Steel and fire: modern and promising tanks [Dvigatel 5TDF. Stal i ogon: sovremennyye i perspektivnyie tanki]*, available at: <http://bivt.narod.ru/4/5td/5tdf.htm>. 9. (2013), *Report № 018k [Zvit # 018k]*, Kharkiv, DP "KhKBD", 1 p. 10. *Heart of "Armata", TV Zvezda [Serdtsе "Armatyi", TV Zvezda]*, available at: https://www.youtube.com/watch?v=KcxEypMS_FM. 11. (2012) *Technical act №534/LAS [Tekhnichnyi akt №534/LAS]*, Kharkiv, DP "KhKBD", 3 p. 12. Kostochkyn, V.N., (1951), *Centrifugal fans. Fundamentals of theory and calculation [Tsentrobezchnyye ventilyatoryi. Osnovyi teorii i rascheta]*, Moscow, Mashhyz, 222 p.

Поступила в редакцию 12.05.2018 г.

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, профессор, проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Федоров Андрій Юрійович – наук. співробітник кафедри ДВЗ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: smax.kh@gmail.com.

Ліньков Олег Юрійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри ДВЗ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: linkov@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0002-2780-2412>.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛОТВОДА В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ С ТЕПЛОНОСИТЕЛЯМИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

А.П. Марченко, А.Ю. Федоров, О.Ю. Линьков

В работе предусмотрено уточнение методики оценки потери теплоты с теплоносителями системы охлаждения в зависимости от режима работы ДВС для определения основных составляющих потерь теплоты и их оптимизации. Проведено аналитическое исследование оценки потерь теплоты с охлаждающей жидкостью в систему охлаждения двигателя внутреннего сгорания. По результатам построены аппроксимированные кривые изменения тепловыделения в теплоносители дизеля типа 5ТДФ в зависимости от скоростного режима работы и нагрузки. Для разработки методики расчета построена схема энергетического баланса силовой установки транспортного средства с двигателем типа 5ТДФ. Уточнена методика определения составляющих теплового баланса. По уточненной методике проведено расчетное исследование составляющих теплового баланса двигателя, которое позволило определить влияние регулирования работы вентилятора системы охлаждения на экономичность дизеля при различных уровнях нагрузки. Результаты расчетного исследования позволили определить пути совершенствования системы охлаждения силовой установки для повышения ее надежности за счет поддержки более стабильного температурного состояния.

CALCULATING THE HEAT OUTPUT IN THE ENVIRONMENT WITH THERMAL COOLERS OF THE COOLING SYSTEM

A.P. Marchenko, A.J. Fedorov, O.J. Linkov

According to the purpose, the work provides for the specification of the methodology for estimating heat loss with coolants through the cooling system, depending on the operating mode of the internal combustion engine for determining the main components of heat losses and their optimization. An analytical study of the estimation of losses of heat with a cooling liquid in the cooling system of an internal combustion engine is carried out. Based on the results, curves for the change in heat release in a coolant of a 5TDF type diesel engine, depending on the speed mode of operation and load, have been approximated. To develop the calculation methodology, a power balance diagram of the vehicle with a 5TDF engine is constructed. The method for determining the components of the heat balance is specified. According to the refined methodology of study of the components of the thermal balance of the engine, it was possible to determine the influence of the regulation of the fan of the cooling system on the economy of the diesel engine at various load levels. The results of the study allowed determining the ways of improving the cooling system of the engine to increase its reliability by supporting a more stable temperature state.