УДК 621.436.2 **DOI: 10.20998/0419-8719.2022.2.06**

А.В. Савченко, М.С. Шелестов

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА НАДДУВНОГО ПОВІТРЯ

На теперішній час двигуни внутрішнього згоряння набули поширення в якості джерел механічної енергії в багатьох сферах людської діяльності. Саме двигуни внутрішнього згоряння були та залишаються найбільш розповсюдженими на транспорті, де, зазвичай, висуваються жорсткі вимоги до масо-габаритних характеристик двигунів та енергетичної установки в цілому. З метою задовільнення цих вимог відбувається постійне підвищення рівня форсування двигунів. Для дизелів найбільш поширеним технічним заходом, який забезпечує підвищення рівня форсування двигуна при майже незмінних масо-габаритних характеристиках є збільшення тиску наддуву. Проте, в результаті стискання повітря відбувається підвищення його температури, яке пропорційне ступеню підвищення тиску повітря в компресорі. Підвищення температури повітря обумовлює зменшення масового заряду циліндрів, а отже, суттєве погіршення умов перебігу процесу згоряння палива. Також це викликає збільшення рівня максимальних температур циклу, що в свою чергу спричиняє підвищення термічних навантажень та швидкості утворення оксидів азоту в циліндрах дизеля. Наведене вище обумовлює актуальність задач з впровадження ефективних охолоджувачів наддувного повітря в сучасних високофорсованих транспортних дизелях. Ця технічна задача може бути вирішена з використанням повітряних чи рідинних охолоджувачів. В рамках статті розглядається рідинний охолоджувач, оскільки в порівнянні з повітряним він може бути виконаним більш компактним, дозволяє досягти значно меншої довжини та об'єму впускного тракту, а також спростити компонування впускного тракту в складі енергетичної установки в цілому, що є пріоритетним для дизелів, які розглядаються. В статті розглядається вплив конструктивних параметрів рідинного охолоджувача наддувного повітря на його габаритні характеристики та гідравлічний опір потоку наддувного повітря, що протікає крізь охолоджувач. Таким чином, в статті наведено дані, що свідчать про можливість виконання компактного високоефективного охолоджувача наддувного повітря при збереженні його гідравлічного опору на прийнятному рівні шляхом вибору раціональних параметрів.

Ключові слова: *високофорсований дизель; ступінь підвищення тиску; охолодження наддувного повітря; питома потужність; гідравлічний опір.*

Вступ

В сучасному двигунобудуванні високий рівень форсування дизелів досягається, головним чином, завдяки значному підвищенню тиску наддуву. Так, найбільш типові значення тиску наддуву високофорсованого дизеля спеціального призначення на номінальному режимі роботи лежить в діапазоні 0,25…0,3 МПа, а перспективним рівнем тиску наддуву дизелів є 0,4 МПа та навіть більше.

Варто відзначити, що при підвищенні тиску повітря в компресорі до 0,3 МПа його температура збільшиться приблизно до 440 К. В разі подачі повітря з такою високою температурою до циліндрів дизеля можуть бути досягнуті критично високі температури деталей камери згоряння та турбіни агрегату газотурбінного наддуву, що в свою чергу може негативно сказатися на їх надійності та показниках ресурсу дизеля. Також подача не охолодженого повітря на впуск до циліндрів призведе до різкого підвищення рівня викидів оксидів азоту з відпрацьованими газами дизеля внаслідок збільшення максимальної температури робочого циклу. Збільшена температура надувного повітря на впуску в дизель спричиняє зниження його щільності, а отже, і зниження масового наповнення циліндрів дизеля, зниження ефективної потужності дизеля та збільшення питомої ефективної витрати палива внаслідок погіршення умов перебігу процесу згоряння при занадто низьких значеннях коефіцієнту надлишку повітря. Таким чином, для сучасного дизеля з високим тиском наддуву впровадження високоефективних охолоджувачів наддувного повітря є дуже актуальним заходом.

Аналіз публікацій

Багато проведених досліджень свідчать про необхідність впровадження використання ефективних охолоджувачів наддувного повітря в дизелях з високим рівнем тиску наддуву. Цей технічний захід дає змогу досягти сучасного рівня економічних, екологічних та енергетичних показників дизеля. Так, переважна більшість дослідників вказує на покращення умов перебігу процесу згоряння палива внаслідок збільшення маси повітря в циліндрі [1-9]. Вказане вище створює певний потенціал для подальшого форсування дизеля.

Ряд досліджень свідчить про наявність позитивного впливу охолодження наддувного повітря на екологічні характеристики дизеля, насамперед про помітне скорочення рівня викидів оксидів азоту та твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля [1-2, 5, 8]. Дані про ступінь вказаного вище впливу у різних дослідників достатньо сильно відрізняються, що може бути пояснено різним ступенем форсування дизеля та різною ефективністю охолоджувача повітря, що використовується. В цілому, потенційний корисний ефект охолоджувачів наддувного повітря зростає з підвищенням рівня форсування за рахунок тиску наддуву.

© А.В. Савченко, М.С. Шелестов, 2022

Таким чином, актуальною є задача вибору такої сукупності параметрів охолоджувача наддувного повітря, яка забезпечить його високу ефективність при задовільненні жорстких норм щодо компактності конструкції.

Оцінка впливу охолоджувача наддувного повітря на робочий процес

Результати розрахунку показників робочого процесу високофорсованого дизеля 6ДН12/2·12 при різних ступенях ефективності проміжного охолоджувача наддувного повітря наведено в таблиці 1. З таблиці видно, що впровадження високоефективного охолоджувача наддувного повітря дає змогу досягти збільшення коефіцієнту надлишку повітря на 25 %. Завдяки цьому створюються більш сприятливі умови для ефективного та повного процесу згоряння палива в циліндрах дизеля, що в свою чергу обумовлює підвищення потужності дизеля на 6,2 %, а також зменшення питомої витрати палива на 5,9 %.

Таблиця 1. Результати розрахунку показників робочого процесу високофорсованого дизеля 6ДН12/2·12 при різних ступенях ефективності охолоджувача наддувного повітря

T_0, К	T_K, К	ΔT, К	$\pi_к$,	G_S, кг/с	α	N_e, кВт	g_e, кг/(кВт·год)	$Q_{охл}$, кВт
288	457	0	3,82	1,92	1,54	1154	0,203	0
288	419	38,3	3,82	2,00	1,68	1183	0,198	78,4
288	394	63,1	3,82	2,07	1,78	1202	0,195	134,3
288	364	93,5	3,82	2,18	1,93	1225	0,191	209,0

Для забезпечення вказаного рівня ефективності охолоджувача надувного повітря на номінальному режимі роботи необхідно відвести від потоку повітря 209 кВт теплової енергії, що є достатньо складною технічною задачею, зважаючи на жорсткі вимоги до габаритних розмірів енергетичних установок спеціального призначення та відносно низький рівень температури повітря, який необхідно забезпечити.

Це вказує на необхідність застосування високоефективного охолоджувача повітря після компресору для досягнення високих показників дизеля. Теплообмінник типу повітря-повітря для вирішення поставленої задачі використовувати не доцільно, оскільки при вказаних показниках наддуву такий теплообмінник буде мати надзвичайно великі габаритні розміри, а отже, цей захід дуже ускладнить компонування впускного тракту дизеля в складі енергетичної установки. Також використання теплообміннику типу повітря-повітря заданої ефективності призвело б до надзвичайного збільшення об'єму впускного тракту дизеля, що в свою чергу обумовило б збільшення часу підвищення тиску наддуву з часткового рівня до номінального, тобто призвело б до погіршення динамічних характеристик дизеля, що також не є прийнятним.

Методика розрахункових досліджень

Для забезпечення потужності високофорсованого дизеля на рівні 1100…1300 кВт система повітропостачання має дати змогу забезпечити дизель необхідною кількістю повітря для належного перебігу процесу згоряння палива, а отже, для отримання високих паливно-екологічних показників в цілому.

За результатами уточнених розрахунків для забезпечення вказаного рівня потужності дизеля 6ДН12/2·12 необхідно забезпечити наступні показники системи повітропостачання: P_s=0,34 МПа, $G_в$=2,01 кг/с, T_s=334 К.

Кількість тепла, що необхідно відвести від повітря до охолоджуючої рідини визначається за формулою:

$$Q = G_S \cdot C_p \cdot \left(T_{k1} - T_{k2}\right), \qquad (1)$$

де G_s – масова витрата повітря дизелем, кг/с; C_p – питома теплоємність повітря; T_{k1} – температура повітря на вході до теплообмінника; T_{k2} – температура повітря на виході з теплообмінника.

Температуру повітря на вході до теплообмінника в рамках розрахункової методики визначено за формулою:

$$T_{k1} = T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \qquad (2)$$

де T_0 – температура навколишнього повітря; p_0 – тиск повітря на впуску до компресора; p_K – тиск повітря після компресора; k – показник ступеня адіабати.

Для отримання на впуску до циліндрів дизеля повітря з температурою 334 К на номінальному режимі необхідно відвести від повітря 178,3 кВт теплової енергії. Низької температури наддувного повітря на впуску неможливо досягти при використанні для проміжного охолоджувача водяного контуру системи охолодження двигуна. Тому прийнято рішення використовувати для повітроохолоджувача окремий водяний контур охолодження.

Зважаючи на велику кількість теплоти, що необхідно відвести та рівень температури надувного

повітря на виході з теплообмінників, прийнято рішення використовувати два відносно невеликих трубчастих рідинно-повітряних теплообмінника – по одному після кожного компресора обох ступенів наддуву. Це дасть змогу покращити умови роботи та ефективність компресора другої ступені наддуву.

Кількість води, що необхідно пропускати через теплообмінник для забезпечення заданих параметрів повітря визначається за формулою:

$$G_W = \frac{Q}{C_W \cdot \Delta T_W}, \quad (3)$$

де C_w – питома теплоємність води; ΔT_w – припустимий рівень підвищення температури води, що проходить через теплообмінник.

Зважаючи на надзвичайно високі вимоги до компактності та ефективності проміжного охолоджувача наддувного повітря ΔT_w=10 К. Це дасть змогу забезпечити таку швидкість потоку води, яка сприятиме ефективному процесу теплопередачі, а також дозволить зробити всю систему більш компактною.

При розрахунку прийнято, що потік води в трубках повітроохолоджувача є турбулентним. В такому випадку коефіцієнт тепловіддачі від стінок трубок до води можна розрахувати за формулами:

$$\alpha_{wR} = 0,024 \cdot \frac{\lambda_w}{d_i} \cdot \mathrm{Re}_w^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}_w^{0,33} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right). \quad (4)$$

Число Рейнольдса для потоку води визначено за виразом:

$$\mathrm{Re}_w = \frac{\gamma_w \cdot \omega_w \cdot d_i}{\eta_w \cdot g}, \quad (5)$$

де d_i – внутрішній діаметр ребристої трубки; ω_w – швидкість потоку води; g – прискорення вільного падіння; γ_w – питома вага води.

Найбільш важливим і складним є завдання розрахунку процесу теплообміну між повітрям та ребристими трубками, оскільки саме організація цього процесу головним чином обумовлює габаритні розміри охолоджувача наддувного повітря, величину падіння тиску повітря при проходженні охолоджувача та лімітує ефективність охолоджувача в цілому. В цьому процесі вирішальну роль грають параметри ребристих трубок, їх розміщення та компоновка. Найбільш ефективно себе показали охолоджувачі з трубками, які розміщено у шаховому порядку.

При розгляді процесу теплообміну від повітря до ребристих трубок можна виходити з наступного виразу коефіцієнту теплопередачі від повітря до гладкої трубки:

$$\alpha_0 = 0,45 \cdot \left(\frac{\lambda_L}{d_a}\right) \cdot \mathrm{Pr}_L^{0,31} \cdot \mathrm{Re}_L^{0,61}. \quad (6)$$

Число Рейнольдса для потоку повітря визначено за виразом:

$$\mathrm{Re}_w = \frac{\gamma_k \cdot \omega_L \cdot d_a}{\eta_L \cdot g}. \quad (7)$$

де d_a – зовнішній діаметр гладкої частини ребристої трубки; ω_L – швидкість потоку повітря; g – прискорення вільного падіння; $\gamma_к$ – питома вага повітря.

Величини λ_L, η_L, Pr_L віднесено до середньої температури повітря. В діапазоні температур, що розглядаються, вони мають лінійну залежність від температури, яка виражена наступним чином:

$$\lambda_L = 0,0000612 \cdot (T_{km} - 273) + 0,0209; \quad (8)$$

$$\eta_L = 0,0043 \cdot (T_{km} - 273) \cdot 10^{-6} + 1,79 \cdot 10^{-6}. \quad (9)$$

Число Прандтля для повітря в заданому діапазоні температур можна вважати незмінним і рівним Pr_L=0,7.

Питома вага повітря в теплообміннику визначається за формулою:

$$\gamma_k = \frac{p_k \cdot 10^3}{R \cdot T_{km}}, \quad (10)$$

де R – універсальна газова константа.

Взаємозв'язок між коефіцієнтом теплопередачі для гладкої трубки та для ребристої трубки виражена за допомогою декількох поправочних коефіцієнтів, що залежать від параметрів трубок та їх взаємного розташування. Середній коефіцієнт тепловіддачі для ребристої трубки може бути визначений за формулою:

$$\alpha_R = \alpha_0 \cdot \left(\frac{\alpha_R}{\alpha_0}\right), \quad (11)$$

де (α_R/α_0) – коефіцієнт, що залежить від розташування трубок та відношення площин поверхонь F/F_0.

В межах розмірів трубок, які застосовуються в проміжних охолоджувачах наддувного повітря залежність вказаного коефіцієнта є лінійною, та може бути виражена наступним виразом:

$$\left(\frac{\alpha_R}{\alpha_0}\right) = -0,0316 \cdot \left(\frac{F}{F_0}\right) + 0,858. \quad (12)$$

Коефіцієнт корисної дії ребер охолодження трубок може бути визначено за допомогою наступних формул:

$$\vartheta = \frac{1}{X} \cdot \frac{1 - e^{-2X}}{1 + e^{-2X}}; \quad (13)$$

$$X = \frac{d_a}{2} \cdot \beta_F \cdot \sqrt{\frac{\alpha_R}{\lambda_R} \cdot \frac{2}{\delta_R}}, \quad (14)$$

де δ_R – середня товщина ребра трубки; λ_R – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребер трубки; β_F – коефіцієнт поправки поверхні.

Для ребристих трубок, які застосовуються в проміжних охолоджувачах надувного повітря поправочний коефіцієнт поверхні може бути виражений лінійною залежністю:

$$\beta_F = 1,47 \cdot \left(\frac{d_R}{d_0} \right) - 1,7, \quad (15)$$

де d_R – зовнішній діаметр ребер трубки.

Коефіцієнт тепловіддачі від повітря до ребристої трубки визначається за допомогою формули:

$$\alpha_L = \alpha_R \cdot \left(1 - (1 - \vartheta) \cdot \left(\frac{F_R}{F} \right) \right). \quad (16)$$

За методикою розрахунку охолоджувача надувного повітря з використанням отриманих даних визначається площа поверхні теплообміну, що необхідна для можливості забезпечення заданих параметрів повітря:

$$F_k = \varepsilon_{Fk} \cdot \frac{Q}{k_q \cdot \Delta T_m}, \quad (17)$$

де ε_{Fk} – коефіцієнт запасу поверхні охолодження, що враховує похибку розрахунку та зміни повітроохолоджувача в процесі експлуатації ε_{Fk}=1,2.

Коефіцієнт теплопередачі k_q розраховується за формулою:

$$k_q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_L} + \frac{F}{F_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{wR}} + \frac{\delta_G}{\lambda_G} \right)}, \quad (18)$$

де δ_G – товщина стінок трубки; λ_G – коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубки.

Середня логарифмічна різниця температур між повітрям та охолоджуючою водою розраховується наступним чином:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{k1} - T_{k2}) - (T_{k1} - T_{w1})}{\ln \left(\frac{T_{k1} - T_{k2}}{T_{k1} - T_{w1}} \right)}, \quad (19)$$

де T_{w1} – температура води на вході до повітроохолоджувача.

Загальна довжина всіх трубок повітроохолоджувача:

$$L_R = \frac{F_k}{F}, \quad (20)$$

де F_k – площа поверхні теплообміну повітроохолоджувача; F – площа зовнішньої поверхні 1 метру ребристої трубки.

Для визначення основних параметрів повітроохолоджувача необхідно знайти з урахуванням обраної швидкості потоку. Мінімально необхідна площа прохідного перетину в світлі при цій швидкості:

$$A_{\min} = \frac{G_S}{\gamma_k \cdot \omega_{L_{\min}}}. \quad (21)$$

Поперечний переріз повітроохолоджувача за умови найбільш цільних пучках трубок визначається за формулою:

$$A = A_{\min} \cdot \frac{F_{np}}{F_{q_{\min}}}, \quad (22)$$

де F_{np} – площа проекції, що охоплює 1 м. ребристої трубки за зовнішнім діаметром ребер охолодження; F_q – вільний (в світлі) прохідний перетин між ребрами трубок повітроохолоджувача.

В такому разі довжина трубок, що розміщені в одному ряді, може бути розрахована наступним чином:

$$L_{R1} = \frac{A}{F_{np}}. \quad (23)$$

Кількість рядів трубок в повітроохолоджувачі:

$$n = \frac{L_k}{L_{R1}}, \quad (24)$$

де L_k – довжина однієї трубки повітроохолоджувача.

Згідно з методикою розрахунку на основі отриманих даних визначається втрата тиску наддувного повітря при проходженні пучка трубок в повітроохолоджувачі:

$$\Delta p = n \cdot \varepsilon \cdot \frac{\gamma_k \cdot \omega_L^2}{2 \cdot g}. \quad (25)$$

де ε – коефіцієнт гідравлічного опору, що залежить від числа Рейнольдса для потоку повітря, від порядку розташування та розмірів ребристих трубок; для параметрів, що розглядаються ε=0,38.

Характеристика системи наддуву

Для забезпечення заданого високого рівня тиску наддуву, а також можливості гнучкого регулювання системи, доцільно використовувати двоступеневий наддув [8]. В такому разі найбільш ефективного охолодження наддувного повітря можна досягти при використанні двох охолоджувачів – по одному після компресорів кожної зі ступенів наддуву. Охолоджувач першого ступеня забезпечить покращення умов роботи компресора другого ступеня, а охолоджувач другого ступеня дасть змогу забезпечити задану величину масового наповнення циліндрів, а також прийнятний рівень теплового потоку від робочого тіла до стінок камери згорання. Основні показники та характеристики обох ступенів наддуву високофорсованого дизеля 6ДН12/2·12, а також ряд конструктивних параметрів охолоджувачів наддувного повітря, які є вихідними даними для розрахунку, наведено в таблиці2.

Таблиця 2. Основні показники та характеристики обох ступенів наддуву високофорсованого дизеля 6ДН12/2·12

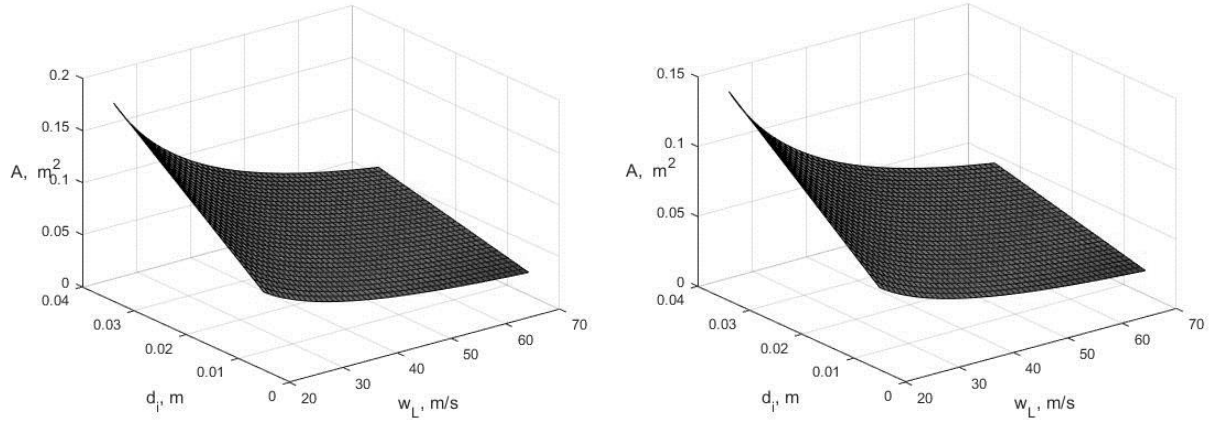
Параметр	Одиниці вимірювання	Значення
Масова витрата повітря дизелем	кг/с	1,635
Тиск повітря на виході з компресора 1 ступеня	МПа	0,28
Температура повітря на виході з компресора 1 ступеня	К	423
Температура повітря на виході з теплообмінника 1 ступеня	К	355
Тиск повітря на виході з компресора 2 ступеня	МПа	0,355
Температура повітря на виході з компресора 2 ступеня	К	390
Температура повітря на вході до циліндрів дизеля	К	342
Довжина однієї водяної трубки теплообмінника	м	0,3
Кількість водяних трубок теплообмінника		20
Кількість ребер охолодження на 1 метр трубки		500
Товщина ребер охолодження	м	0,00025
Коефіцієнт теплопровідності трубок	Вт/(м^2·К)	29
Коефіцієнт теплопровідності ребер охолодження	Вт/(м^2·К)	348
Коефіцієнт запасу		1,2

З наведених вище даних видно, що в охолоджувачі першого ступеня наддуву температура повітря має бути знижена з 423 К до 355 К. В охолоджувачі другого ступеня наддуву температура повітря має бути знижена з 390 К до 342 К. Таким чином, видно, що охолоджувач першого ступеня наддуву має забезпечити більшу величину зниження температури повітря порівняно з охолоджувачем першого ступеня. Проте, охолоджувач другого ступеня наддуву має забезпечити нижчий абсолютний рівень температури на виході порівняно з охолоджувачем першого ступеня.

Оскільки для дизеля спеціального призначення 6ДН12/2·12 завдання забезпечення компактності енергетичної установки є одним з найбільш пріоритетних, то в рамках дослідження головну увагу приділено пошуку такої сукупності параметрів охолоджувачів, яка дасть змогу виконати їх компактними при збереженні їх гідравлічного опору потоку повітря на прийнятному рівні. Для оцінки гідравлічного опору потоку повітря в рамках дослідження використано величину втрати тиску повітря при протіканні його крізь охолоджувач.

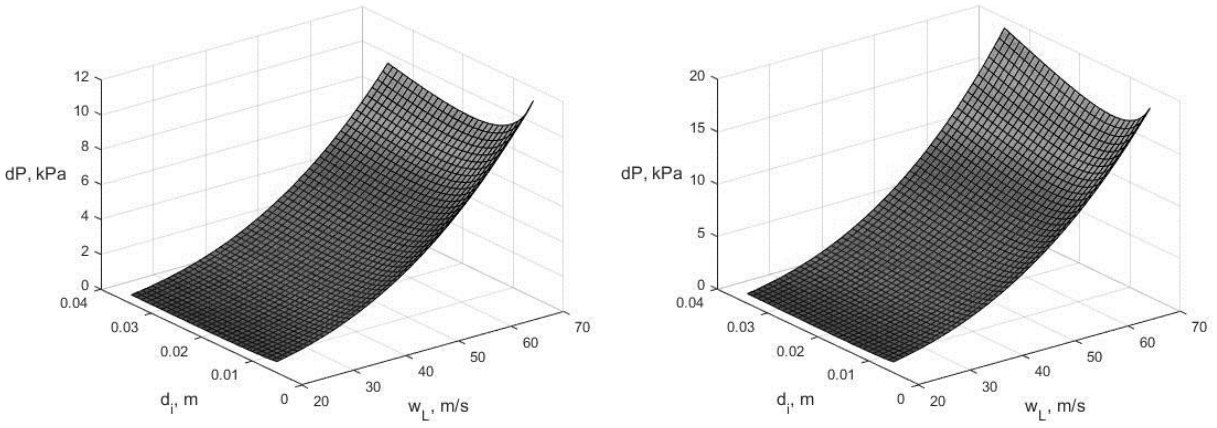
В результаті розрахунків було визначено, що найбільший вплив на габаритні розміри охолоджувачів вчиняє діаметр водяних трубок та швидкість потоку повітря крізь охолоджувач.

Залежність площі поперечного перерізу охолоджувачів обох ступенів від діаметру водяних трубок та від швидкості потоку повітря крізь охолоджувач наведено на рисунку 1. Залежність втрат тиску повітря при протіканні його крізь охолоджувачі обох ступенів від діаметру водяних трубок та від швидкості потоку повітря крізь охолоджувач наведено на рисунку 2.



а) *б)*

Рис. 1. Комплексний вплив діаметру водяних трубок та швидкості потоку повітря крізь охолоджувач наддувного повітря на площу поперечного перерізу охолоджувача:
а – охолоджувач першого ступеня; б – охолоджувіач другого ступеня



а) *б)*

Рис. 2. Комплексний вплив діаметру водяних трубок та швидкості потоку повітря крізь охолоджувач наддувного повітря на втрати тиску повітря:
а – охолоджувач першого ступеня; б – охолоджувач другого ступеня

З наведених на рисунку 1 даних видно, що підвищення швидкості потоку повітря крізь повітроохолоджувачі з 25 до 60 м/с дає змогу зменшити їх площу поперечного перерізу приблизно в 3...3,5 рази залежно від діаметру водяних трубок. Залежність площі поперечного перерізу від швидкості потоку повітря нелінійна: в області низьких швидкостей потоку повітря вплив виражений набагато більш сильно, ніж в області високих швидкостей потоку.

Зменшення діаметру водяних трубок охолоджувачів в діапазоні, що розглядається, дає змогу приблизно вдвічі скоротити поперечний переріз охолоджувача заданої ефективності. Залежність площі поперечного перетину від діаметру водяних трубок лінійна.

З даних, що наведено на рисунку 2 видно, що підвищення швидкості потоку повітря крізь охолоджувач спричиняє дуже значне підвищення втрат тиску повітря внаслідок збільшення гідравлічного опору повітряного каналу охолоджувача. Означена вище залежність наближена до квадратичної: вплив швидкості повітря на втрати його тиску набагато сильніше проявляється в області високих швидкостей потоку повітря, ніж в області низьких швидкостей потоку повітря.

Залежність втрат тиску повітря від діаметру водяних трубок обох охолоджувачів має область мінімальних значень, при відхиленні в обидві сторони від якої спостерігається помітне зростання величини втрат тиску охолоджувача заданої ефективності. Вказаний мінімум спостерігається в усьому діапазоні швидкостей потоку повітря при діаметрах водяних трубок 0,015...0,017 м. та 0,013...0,012 м. для охолоджувачів першого та другого ступеня відповідно.

Комплексний аналіз наведених вище залежностей дає змогу визначити раціональні параметри охолоджувачів наддувного повітря заданої ефективності, які водночас будуть відповідати жорстким вимогам щодо габаритних розмірів енергетичної установки з дизелем 6ДН12/2·12. З метою уніфікації доцільним є використання водяних трубок діаметром 0,013 м. для охолоджувачів обох ступенів наддуву.

Вибір раціональної швидкості потоку повітря крізь охолоджувачі виконано спираючись на максимально прийнятний рівень втрат тиску повітря при його протіканні крізь охолоджувач, що було прийнято на рівні 8 кПа. За таких умов швидкість потоку повітря має становити 57 м/с та 46 м/с для охолоджувачів першого та другого ступеня відповідно. Вказана сукупність параметрів дає змогу досягти площі поперечного перерізу 0,027 $м^2$ та 0,026 $м^2$ для охолоджувачів першого та другого ступеня відповідно, що повною мірою відповідає сучасним вимогам.

Висновки

В статті показана актуальність впровадження високоефективного охолодження наддувного повітря в дизелі 6ДН12/2·12, що дасть змогу додатково збільшити рівень його форсування шляхом підвищення тиску наддуву при збереженні на високому рівні його економічних, екологічних та ресурсних показників.

Система наддуву дизеля є двоступеневою, а отже, доцільним є використання двох відносно невеликих охолоджувачів наддувного повітря,

кожен з яких встановлюється після компресору відповідного ступеня. Такий захід дає змогу значно покращити умови роботи компресору другого ступеня, а також більш вдало скомпонувати впускний тракт в складі енергетичної установки.

Наведено методику та результати дослідження, що свідчать про наявність потенціалу для зменшення габаритних розмірів охолоджувачів наддувного повітря високофорсованого дизеля 6ДН12/2·12 шляхом вибору раціональних параметрів охолоджувачів. Дані свідчать про наявність оптимального діаметра водяних трубок з точки зору забезпечення найбільш компактної конструкції охолоджувачів наддувного повітря заданої ефективності.

Швидкість потоку повітря крізь охолоджувачі обрано, виходячи з максимально прийнятного рівня втрат тиску повітря внаслідок протікання крізь охолоджувачі. В результаті досліджень показана можливість реалізації обох охолоджувачів наддувного повітря високофорсованого дизеля 6ДН12/2·12 надзвичайно компактними шляхом вибору раціональних параметрів охолоджувачів.

Список літератури:

1.Mengxiang Liu. Research on Numerical Simulation and Experiment of Plate Fin Type Intercooler in Turbocharged Natural Gas Engine / Liu Mengxiang , Liu Xiangling , Wu Deyu // Applied Mechanics and Materials .-2016.-Vol 628.- P.275-278. 2. Engkuah Stannely . Performance Characteristic Study on Air to Water Intercooler / Stannely Engkuah , Henry Nasution, Aziz Abdul Azhar // Applied Mechanics and Materials. - 2016. - Vol.819. - P.42-45. 3. Lajqi Naser. Modelling and Simulation of the Turbocharged Diesel Engine with Intercooler / Naser LAJQI , Ilir DOÇI , Shpetim LAJQI // IFAC-PapersOnLine. - 2016. - Vol.49. - P.237-242. 4. Hemanandh J. Robust Design Approach for Intake Manifold of the 1 Litre Turbo Charger Intercooler Diesel Engines / J.Hemanandh , S. Ganesan, R. Devaraj, S.P. Venkatesan , G. Ramprakash // International Journal of Ambient Energy . - 2018. - Vol.41. - P. 1214-1226. 5. Sheng Liu. Research on the integrated intercooler intake system of turbocharged diesel engine/ Liu Sheng , Zhang Yangjun // International Journal of Automotive Technology . -2020.- Vol. 21. №. 2. - P. 339-349. 6. Yu-long Ying. Study on flow parameters optimisation for marine gas turbine intercooler system based on simulation experiment/ Ying* Yulong , Cao Yun-peng, Li Shu-ying , Wang Zhi-tao // International Journal of Computer Applications in Technology . - 2013. - Vol. 47. №.1. - P.56-67. 7. Bromnick P.A. Intercooler model for unsteady flows in engine manifolds / P.A. Bromnick, R.J. Pearson, D. E. Winterbone // Journal of Automobile Engineering. - 1998. - Vol.212. - P.119-132. 8.Шелестов М.С. Розвиток системи наддуву високофорсованих двигунів / М.С. Шелестов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2020. – № 2. – С. 20–27. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.04.*

Bibliography (transliterated):

1. Mengxiang Liu, Xiangling Liu , Deyu Wu. (2016)," Research on Numerical Simulation and Experiment of Plate Fin Type Intercooler in Turbocharged Natural Gas Engine", Applied Mechanics and Materials,Vol. 628, pp.275-278. 2. Engkuah Stannely , Nasution Henry, Aziz Abdul Azhar. (2016)," Performance Characteristic Study on Air to Water Intercooler", Applied Mechanics and Materials.Vol. 819, pp. 42-45. 3. Lajqi Naser , Doçi Ilir , Lajqi Shpetim (2016)," Modelling and Simulation of the Turbocharged Diesel Engine with Intercooler", IFAC-PapersOnLine,Vol.49, pp.237-242. 4. Hemanandh J. , Ganesan S., Devaraj R., Venkatesan S.P. , Ramprakash G.(2018)," Robust Design Approach for Intake Manifold of the 1 Litre Turbo Charger Intercooler Diesel Engines", International Journal of Ambient Energy, Vol.41, pp. 1214-1226. 5. Sheng Liu , Yangjun Zhang. (2020)," Research on the integrated intercooler intake system of turbocharged diesel engine ", International Journal of Automotive Technology, Vol.21, №.2 , pp. 339-349. 6. Yu-long Ying, Yun-peng Cao, Shu-ying Li, Zhi-tao Wang. (2013)," Study on flow parameters optimisation for marine gas turbine intercooler system based on simulation experiment", International Journal of Computer Applications in Technology, Vol.47, №.1, pp 56-67. 7. Bromnick P.A. , Pearson R.J., Winterbone D. E., (1998)," Intercooler model for unsteady flows in engine manifolds", Journal of Automobile Engineering, Vol.212, pp.119-132. 8. Shelestov M.S. (2020), «Development of the supercharger system of highly boosted engines» ["Rozvytok systemy nadduvu vysokoforsovanykh dvyhuniv", Dvyhately vnutrenneho shoranyia], vol.2, pp. 20-27.

Надійшла до редакції 22.07.2022 р.

Савченко Анатолій Вікторович – канд. техн. наук, науковий співробітник кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com, http://orcid.org/0000-0003-2328-9065.

Шелестов Максим Сергійович – аспірант кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: maks.shelestow@gmail.com, http://orcid.org/0000-0001-9003-1422.

RESEARCH OF A HIGH-EFFICIENCY CHARGE AIR COOLER

A.V. Savchenko, M.S. Shelestov

Currently, internal combustion engines have become widespread as sources of mechanical energy in many areas of human activity. It is the internal combustion engines that were and remain the most widespread in transport, where, as a rule, strict requirements are put forward for the mass-dimensional characteristics of the engines and the power plant as a whole. In order to meet these requirements, there is a constant increase in the level of forcing of the engines. For diesel engines, the most common technical measure that provides an increase in the level of engine forcing with almost unchanged weight and dimensional characteristics is an increase in supercharging pressure. However, as a result of air compression, its temperature increases, which is proportional to the degree of increase in air pressure in the compressor. An increase in air temperature causes a decrease in the

mass charge of the cylinders, and therefore, a significant deterioration in the fuel combustion process. It also causes an increase in the level of maximum temperatures of the cycle, which in turn causes an increase in thermal loads and the rate of formation of nitrogen oxides in diesel cylinders. The above determines the urgency of the tasks of implementing effective charge air coolers in modern high-pressure transport diesel engines. This technical problem can be solved using air or liquid coolers. The article considers a liquid cooler, because compared to an air cooler, it can be made more compact, allows to achieve a much smaller length and volume of the intake tract, as well as to simplify the layout of the intake tract as part of the power plant as a whole, which is a priority for diesel engines. The article considers the influence of the design parameters of the supercharged air cooler on its overall characteristics and the hydraulic resistance of the supercharged air flowing through the cooler. Thus, the article provides data indicating the possibility of making a compact, highly efficient supercharged air cooler while maintaining its hydraulic resistance at an acceptable level by choosing rational parameters.

Keywords: highly boosted diesel; degree of pressure increase; supercharged air cooling; specific power; hydraulic resistance.

УДК 621.43 **DOI: 10.20998/0419-8719.2022.2.07**

А.Г. Лал, М.С. Шелестов

ОСОБЛИВОСТІ РОЗПОДІЛУ ПАЛИВА В ОБ'ЄМІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ДВОТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ ІЗ ЗУСТРІЧНИМ РУХОМ ПОРШНІВ

В роботі проведено аналіз шляхів організації сумішоутворення у двотактному дизелі із зустрічним рухом поршнів. Розглянуті такі питання, як теплообмін зі стінками, розпилювання та випаровування палива, розподіл паливного струмені та парів палива в об'ємі камери згоряння. Зазначено, що значний вплив на процеси в циліндрі двотактного дизеля має тангенціальний вихор, котрий досягається завдяки спеціальному профілюванню вікон. Рух повітряного заряду є важливим та критичним фактором при сумішоутворенні, інтенсивність вихору оцінюється вихровим числом, яке є відношенням числа обертів вихору до числа обертів двигуна. При цьому важливо розуміти фізико-хімічні процеси у циліндрі двигуна. У процесі об'ємного сумішоутворення базовими питаннями є розпилення палива та рівномірний розподіл в об'ємі повітря. Розпилення палива має такі критерії як ступінь дисперсності та рівномірність розпаленого палива. Ступінь дисперсності оцінюється середнім діаметром крапель у розпиленому паливі. А рівномірність розпилювання в об'ємі камери згоряння залежить від форми паливного струменя, далекобійності струменя, завихрення повітря, типу камери згоряння. Наявність далекобійних струй обов'язково повинна супроводжуватись необхідною інтенсивністю руху повітряного заряду вздовж стінки. В іншому випадку в умовах гарячою стінки, що характерна для вітчизняного 6ЧН12/2х12, потрапляння палива на стінки або навіть високий вміст парів палива поблизу стінок може призводити до утворення сажі без тепловиділення, в місцях контакту струменів із перегрітою стінкою виявляються значні тверді відкладення сажі, причому ці відкладення мають характер коксу, отриманого в результаті крекування палива. Зазначений недолік не може бути усунений тільки зміною температури стінки, якщо не усувається одночасно головна його причина, а саме місцева нестача повітря (наприклад у центральній частині днища поршня). Розробка заходів запобігання цьому явищу дозволить покращити екологічність та економічність двигуна.

Ключові слова: *двотактний дизель; сумішоутворення; тангенціальний вихор; паливний струмінь; камера згоряння.*

Вступ. Перетворення хімічної енергії палива у теплову відбувається внаслідок його згоряння у циліндрі двигуна. Задля забезпечення повного та швидкого згоряння необхідне якісне змішування палива с повітрям. Якість сумішоутворення залежить від декількох чинників, серед яких:

- тиск і температура повітря в камері згорання;
- тонкість розпилювання;
- параметри впорскування;
- розподіл палива по об'єму камери згоряння;
- випаровування палива,
- форма камери згоряння,
- утворення вихрового руху повітря у камері згоряння.

У дизельних двотактних двигунах із зустрічним рухом поршнів сумішоутворення відбувається у більш складних умовах в порівняння з традиційними 4-тактними. Розпилювач палива не може бути встановлений у центрі камери згоряння (КЗ) внаслідок відсутності головки циліндрів, а сама КЗ утворюється між днищами поршнів у період їх максимального зближення. Тому впорскування палива відбувається з периферії. При цьому, рівномірне розпилювання палива по об'єму КЗ забезпечується використанням декількох розпилювачів та відносно значним тангенціальним і осьовим повітряними вихорами, які створюються завдяки спеціально профільованими в гільзі циліндра впускними вікнами та зустрічним рухом поршнів.

Необхідно враховувати також вплив гарячих стінок КЗ, на які може потрапляти паливо на режимах максимальних навантажень.

© А.Г. Лал, М.С. Шелестов, 2022