

УДК 621:43.016

DOI [https://doi.org/10.15589/znп2023.1\(490\).11](https://doi.org/10.15589/znп2023.1(490).11)**THE BASIC SCHEME OF THE COOLING SYSTEM OF IC ENGINE
AS A BASIS FOR THE REATION OF HIGH-EFFICIENCY SYSTEMS****БАЗОВА СХЕМА СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДВЗ, ЯК ОСНОВА
ДЛЯ СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ СИСТЕМ****Yuriy L. Moshentsev**

yurimosh@gmail.com

ORCID: 0000-0002-1377-7498

Oleksiy A. Gogorenko

oleksiy.gogorenko@gmail.com

ORCID: 0000-0002-9157-6659

Ю. Л. Мошенцев,

канд. техн. наук, професор

О. А. Гогоренко,

канд. техн. наук, доцент

*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv**Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

Abstract. The scheme of the cooling system is considered, which can be the basis for the creation of modern efficient cooling systems for internal combustion engines of any purpose. The scheme consists of two combined circulation circuits, one of which is pumped with an order of magnitude lower coolant flow rate than the second. All heat exchangers of the system are included in this circuit, and the engine is located in the second. Such a design of the cooling system circuit is found among other circuits currently in use. At the same time, it is not indicated anywhere that the implementation of the scheme in this way should be accompanied by a significant decrease in the coolant flow through the circuit in which the heat exchangers are located. At the same time, the coolant flow rates through each heat exchanger must be adjusted, and this is precisely what provides the main advantages of this scheme. The temperatures of the coolant of the internal circuit at various points of both circulation circuits, with the rational organization of the cooling system, will be very high and comparable, and therefore, it is not entirely correct to distinguish both circuits as high-temperature and low-temperature ones. It is more correct to call these circuits full-flow and low-flow.

An example of the proposed cooling system for a specific transport engine, illustrated by a corresponding diagram and a table of calculated data, makes it possible to evaluate the possible parameters of such a system under various engine loads and various operating conditions. Rational values of the flow rates of the coolant of the internal circuit through the heat exchangers can be established using the graphs presented in the article. The rules are formulated, guided by which, it is possible to create a similar system for an engine of any power and for any purpose.

As experience shows, all schemes of cooling systems of internal combustion engines known to the authors, except for the one considered in this article, are inferior to it in a number of parameters. Other things being equal, the proposed scheme makes it possible to provide the greatest possible depth of charge air cooling, the lowest cost of the system and its greatest compactness.

Key words: charge air cooler; cooling system; heat transfer surface; Internal combustion engines; oil cooler; low-flow system

Анотація. Розглядається схема системи охолодження, яка може бути основою створення сучасних ефективних систем охолодження двигунів внутрішнього згорання будь-якого призначення. Схема складається з двох об'єднаних циркуляційних контурів, один з яких прокачується на порядок меншою витратою теплоносія, ніж другий. У цей контур включені всі теплообмінники системи, а в другому – двигун. Таке виконання схеми системи охолодження зустрічається серед інших схем, що застосовуються зараз. У той же час ніде не вказується, що виконання схеми таким чином має супроводжуватися суттєвим зменшенням витрати теплоносія через контур, де знаходяться теплообмінники. При цьому витрати теплоносія через кожен теплообмінник повинні налаштуватися, і саме це забезпечує основні переваги даної схеми. Температури теплоносія внутрішнього контуру в різних точках обох циркуляційних контурах, при раціональній організації системи охолодження, будуть дуже високими, у зв'язку з чим розрізняти обидва контури як високотемпературний і низькотемпературний не зовсім правильно. Правильніше назвати ці контури повнопоточним та маловитратним.

Приклад запропонованої системи охолодження конкретного транспортного двигуна, представлений відповідною схемою та таблицею розрахункових даних, дозволяє оцінити можливі параметри такої системи за різних навантажень двигуна та різних умов експлуатації. Раціональні значення витрат теплоносія внутрішнього контуру через теплообмінники можна встановити, використовуючи графіки, представлені в статті. Сформульовані правила, керуючись якими, можна створити подібну систему для двигуна будь-якої потужності та будь-якого призначення.

Як показує досвід, усі відомі авторам схеми систем охолодження двигунів внутрішнього згоряння, крім розглянутої в цій статті, поступаються їй за низкою параметрів. За інших рівних умов, запропонована схема дозволяє забезпечити найбільшу можливу глибину охолодження наддувного повітря, найменшу вартість системи та її найбільшу компактність.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння; маловитратна система; охолоджувач масла; охолоджувач наддувного повітря; поверхня теплообміну; система охолодження

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Досвід проектування та дослідження систем охолодження дають підстави вважати, що існуюча різноманітність схем, у більшості випадків, позбавлена особливого сенсу, а основою високоефективної, адаптивної та компактної системи охолодження може бути схема, побудована за певними законами. У ній може бути забезпечена мінімальна сума мас серцевини всіх теплообмінників, для заданих температур теплоносіїв, або максимальне зниження температури наддувного повітря за інших рівних умов.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

В теперішній час проектується та експлуатується безліч різних схем рідинних двоконтурних систем охолодження. Рідинні системи охолодження є найбільш раціональними та широко поширеними для двигунів середньої та великої потужності. При цьому схеми систем та конструкції їх елементів можуть дуже суттєво відрізнитися від своїх аналогів для двигунів близьких потужностей та призначення [1...7].

Так, відомі схеми з двома насосами теплоносія внутрішнього контуру (ТВК) та двома окремими циркуляційними контурами. У той же час застосовуються схеми з одним насосом та одним циркуляційним контуром [8]. Відомі системи, де замість одного циркуляційного контуру при одному насосі ТВК організовано два або кілька контурів [9, 10].

Крім найпоширеніших рідинних систем охолодження використовуються інші типи систем. Автори [11, 12] розглядають системи охолодження наддувного повітря, де повітря охолоджується за допомогою струминного ежектора на додаток до традиційного охолодження наддувного повітря. Автори [13] розглядають адсорбційні системи охолодження.

У рідинних системах охолодження теплообмінники можуть прокачуватися витратами рідини, близькими до витрати через двигун, або прокачуватися малими витратами рідини, на порядок меншими, ніж витрата рідини через двигун. Останні відомі як *slow-flow systems* або системи з місцевим переохоло-

дженням [5, 6]. У системах з рідинним охолодженням охолодження наддувного повітря може виконуватися як у рідинних, так і повітряно-повітряних охолоджувачах. Рідинні охолоджувачі наддувного повітря можуть мати одну серцевину або дві, встановлені послідовно в потоці наддувного повітря. У таких двох серцевинах повітря охолоджується спочатку більш нагрітою, а потім менш нагрітою рідиною, кожна з яких циркулює у своєму циркуляційному контурі. Відомі системи охолодження, в яких наддувне повітря спочатку охолоджується рідиною у повітряно-водяному охолоджувачі, а потім доохолоджується повітрям у повітряно-повітряному радіаторі. Опис відмінностей у системах охолодження можна продовжити. Слід зазначити, що системи охолодження для сучасних двигунів виконуються без явного використання таких властивостей, як місцеве переохолодження ТВК і забезпечення раціональної витрати ТВК через ланцюг із послідовно з'єднаних по ТВК теплообмінників, один з яких теплогерело, а другий – теплорозсіювач.

ОПИС СИСТЕМИ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ПРИПУЩЕННЯ

Запропонована схема системи охолодження для наземного транспорту (тепло розсіюється в повітря через радіатор) представлена на рис. 1.

Така схема може використовуватися і для охолодження двигунів суднової енергетичної установки при заміні радіаторів водо-водяними охолоджувачами. Схема має один насос ТВК (ВН) і один вентилятор (В) для охолоджуючого повітря (при паралельній роботі вентиляторів їх може бути декілька). Вентилятор прокачує повітрям радіатор (на рис. 1 він складається з двох паралельних секцій Р1 та Р2).

Система охолодження розділена на два сполучені циркуляційні контури – повнопотоковий і маловитратний. Повнопотоковий контур (виділений товстою синьою лінією) включає насос ВН і двигун, а маловитратний – насос ВН і всі теплообмінники. Контури мають спільні точки: точка А (скидання частини ТВК на радіатор, у маловитратний контур) і точку Б (злиття потоків ТВК від перепуску на двигуні і від

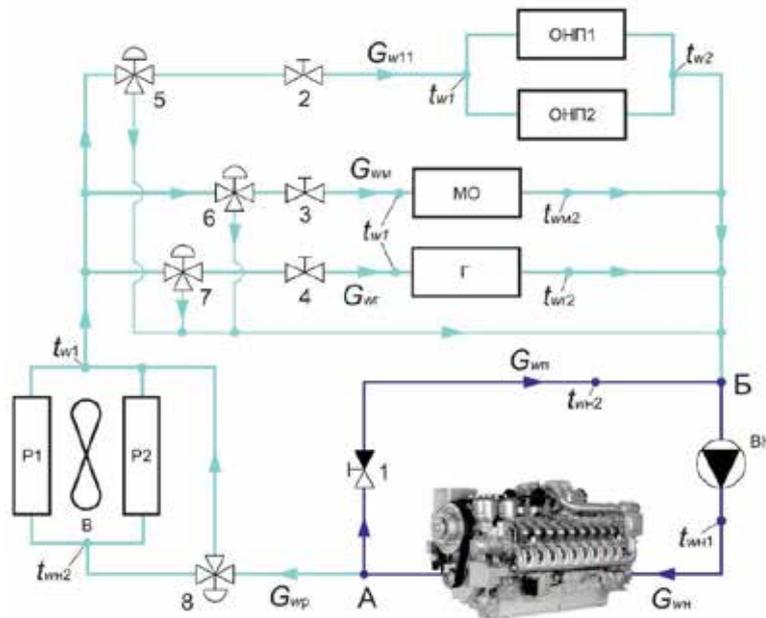


Рис. 1. Схема маловитратної системи охолодження з одним насосом та двома циркуляційними контурами

усіх теплообмінників). З точки Б ТВК з витратою $G_{вн}$ надходить на вхід у насос.

Вся витрата насоса ВН проходить у повнопоточковому контурі через двигун (охолоджує двигун). Після охолодження двигуна ТВК ділиться на дві нерівні частини: менша частина йде на радіатор (він складається з двох паралельних блоків), надходячи у маловитратний циркуляційний контур, а більшість повертається на вхід ВН через перепуск, регульований дроселем 1, замикаючи повнопоточний контур. Витрата ТВК через маловитратний контур налаштовується дроселями 2, 3 і 4.

Менша частина витрати ТВК, $G_{вп}$, проходить через маловитратний контур, через радіатор, де охолоджується до температури t_{w1} . Потім ТВК надходить до теплообмінників: охолоджувачів наддувального повітря (на схемі два паралельно працюючих ОНП), охолоджувача масла (МО) та охолоджувача гідравлічної рідини (Г). Витрата ТВК через кожен теплообмінник різна і при налаштуванні системи регулюється дроселями 2, 3 і 4. Після теплообмінників потоки ТВК змішуються між собою і з потоком від перепуску на двигуні, а потім надходять на вхід насоса ВН. У маловитратному контурі витрати ТВК через теплообмінники значно менші, ніж витрата через насос ВН.

На режимах часткового навантаження і холостому ході, а також при зміні температури навколишнього повітря працюють терморегулятори 5-8, жалюзі радіатора і (можливо) регулятор обертів вентилятора. Це забезпечує регулювання температур теплоносіїв у системі. Зокрема, можлива підтримка температур води, масла та гідравлічної рідини перед двигуном, близькими до постійних величин за будь-яких мож-

ливих змін навантаження двигуна та температури навколишнього повітря. Можливе також регулювання температури повітря в ресивері двигуна в залежності від зміни зазначених умов.

Всі теплообмінники системи мають конструкції, близькі до традиційних, хоча мала витрата ТВК через них передбачає збільшення кількості ходів ТВК, яке перевищує традиційні значення. ОНП має одну єдину серцевину. Збільшення числа ходів у теплообмінниках супроводжується зниженням швидкостей води у їх водяних каналах. Відмінності у швидкостях ТВК та числах ходів впливають на ефективність теплообмінників різноспрямовано і, зазвичай, приблизно компенсують одне одного.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є представлення результатів розрахунків запропонованої схеми систем охолодження для дизельного двигуна типу MTU 20V4000G63. Аналіз результатів дає кількісне та якісне уявлення відносно того, що запропонована схема системи охолодження може бути основою для створення сучасних ефективних систем охолодження двигунів внутрішнього згоряння будь-якого призначення.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

При побудові схеми використовувалися такі правила.

- Двигун прокачується повним потоком (витратою) ТВК, що дорівнює значенню, встановленому під час його доведення.
- Теплообмінники системи утворюють ланцюги із послідовно з'єднаних по ТВК двох апаратів: теплорозсіювача (радіатор) та теплогерела (будь-який

теплообмінник). Кожен такий ланцюг повинен мати незалежне регулювання та оптимізуватись за витратою ТВК.

- Теплообмінники системи повинні входити до незалежних (від циркуляційного контуру двигуна) циркуляційних контурів.

- Циркуляційні контури теплообмінників та двигуна повинні бути об'єднані (мати спільні точки).

Використання наведених правил насамперед ґрунтується на тому, що контур, що складається з теплорозсіювача та теплоджерела, можна оптимізувати за рахунок зміни витрати ТВК, що було встановлено раніше різними дослідниками [5, 6]. При цьому контур може бути найпростішим замкнутим або більш складним. Оптимізація дозволяє або зменшити масу сердцевини теплообмінників при постійній ефективності охолодження, або збільшити ефективність охолодження при постійній масі сердцевини, або отримати відразу обидва ефекти з порівняно меншою інтенсивністю. Відповідно, теплообмінники недоцільно прокачувати ТВК з неоптимальною витратою, а значить, їх не можна поміщати в циркуляційний контур двигуна, в якому витрата ТВК не змінюється та визначається зовсім іншими принципами. Організована таким чином система охолодження може бути названа по-різному. Назва «маловитратна» досить повно характеризує цю систему та відображає її особливості. У той же час така особливість, як єдиний насос ТВК, а також об'єднання двох циркуляційних контурів може бути не властивим будь-яким маловитратним системам. Організація окремих циркуляційних контурів дозволяє забезпечити у системі значне місцеве зниження температури ТВК, що неможливо за інших типів систем. Місцеве переохолодження ТВК може забезпечити низькі температури наддувного повітря в ресивері, що є істотною перевагою систем охолодження, організованих на основі даних принципів. Зокрема, такі системи здатні забезпечити в ресивері двигуна температуру повітря, що відповідає гранично низьким значенням, можливим для рекуперативних систем охолодження. Сумарна маса сердцевини теплообмінників таких систем охолодження виявляється меншою, ніж для інших рекуперативних систем, при рівних температурах води, масла та повітря в ресивері двигуна.

Якщо реалізувати наведені рекомендації, можна отримати кілька різних схем систем охолодження для близьких двигунів. Зокрема, можливе створення систем з декількома радіаторами, тоді кожне теплоджерело (ОНП, МО та Р) матиме індивідуальний радіатор. Такі конструкції схем систем охолодження теоретично можуть мати меншу масу за інших рівних умов. Крім того, для таких систем можливі деякі переваги регулювання температури теплоносіїв. При цьому, в більшості випадків, практичне виготовлення

систем та їх елементів нівелює теоретичні переваги, що забезпечуються ускладненням конструкції, у той час як схема з одним радіатором є найпростішою та забезпечує споживача всіма необхідними параметрами достатньою мірою.

Не виключаються певні особливості схем систем залежно від призначення двигунів. Зокрема, для судових двигунів можливе встановлення другої по ходу повітря, доохолоджуючої сердцевини ОНП, що охолоджується безпосередньо забортною водою для досягнення нижчих температур охолодження наддувного повітря.

Проектування та налаштування подібних систем охолодження досить прості, хоча і потребують певних знань. Зокрема, розрахунки та оптимізація запропонованої схеми базуються на вирішенні системи, що складається більш ніж з 30 рівнянь. Для однозначного вирішення такої системи необхідна рівність числа невідомих кількості рівнянь. Як показав аналіз ситуації для аналізованої системи, кількість можливих невідомих перевищує кількість рівнянь на три одиниці. Очевидно, що в цьому випадку необхідно довільно задати значення трьох будь-яких невідомих. В якості невідомих, можна прийняти значення витрат теплоносіїв через теплообмінники, що буде достатньо зрозумілим і логічним при проектуванні даної системи. У той же час такий шлях вирішення є найскладнішим математично. Розв'язання задачі суттєво спрощується, якщо в якості невідомих прийняти ряд температур ТВК. Зручно прийняти температуру ТВК після радіатора t_{w1} , температуру ТВК за МО, t_{wm2} і температуру ТВК за Г, t_{wt2} . Причому з огляду на малу масу сердцевини Г, а також близькість конструкцій і параметрів Г і МО можна прийняти $t_{wt2} = t_{wm2}$. Перебираючи значення та поєднання зазначених температур, можна знайти такі їх значення, для яких досягається мінімум суми мас сердцевини теплообмінників системи, M_{Σ} , за інших рівних умов. У такому разі вартість та габарити системи будуть мінімальними.

Розглянемо результати проектування та оптимізації системи охолодження для двигуна типу MTU 20V4000G63 (20ЧН 17/21) з параметрами, зазначеними в табл. 1.

При розрахунках системи охолодження приймалося, що система повинна забезпечити параметри теплоносіїв двигуна у межах, зазначених у табл. 1, на номінальному режимі для найважчих умов експлуатації (літо, висока температура навколишнього повітря). Результатом оптимізації системи є отримання мінімуму суми мас сердцевини для розрахункового режиму. Мінімуму суми мас сердцевин теплообмінників системи можна знайти, змінюючи температури ТВК за радіатором t_{w1} і охолоджувачем масла t_{wm2} .

З рис. 2 випливає, що мінімальна сума мас сердцевини системи, M_{Σ} , може бути отримана при температурі ТВК за радіатором $t_{w1} = 54...55$ °С.

Таблиця 1. Основні параметри номінального режиму*

Найменування	Позначення	Значення
Номінальна потужність (кВт)	Ne	2420
Частота обертання колінчатого валу (хв ⁻¹)	n	1500
Тиск наддуву (бар)	p_k	5
Витрата наддувного повітря (кг/с)	G_{NB}	5,3
Витрата повітря вентилятором (кг/с)	G_B	54
Тиск оточуючого середовища (бар)	p_o	1
Температура оточуючого середовища (°C)	t_o	40
Температура повітря перед компресором (°C)	t_k	40
Максимальна температура води в системі (°C)	t_{wmax}	108
Температура води за двигуном (°C)	t_{wd2}	108
Температура повітря в ресивері (°C)	t_s	60
Температура масла за двигуном (°C)	t_{o1}	96
Температура гідравлічної рідини (°C)	t_{f1}	96
Витрата ТВК насосом (кг/с)	G_{wd}	24,4
Витрата масла (кг/с)	G_M	14,0
Витрата гідравлічної рідини (кг/с)	G_r	2,0
Потік теплоти від циліндрів двигуна (кВт)	Q_d	514
Потік теплоти від масла (кВт)	Q_M	230
Потік теплоти від гідравліки (кВт)	Q_r	29

* Можлива температура води за двигуном 95...108 °C; Температура повітря в ресивері може змінюватись у межах 50...60 °C.

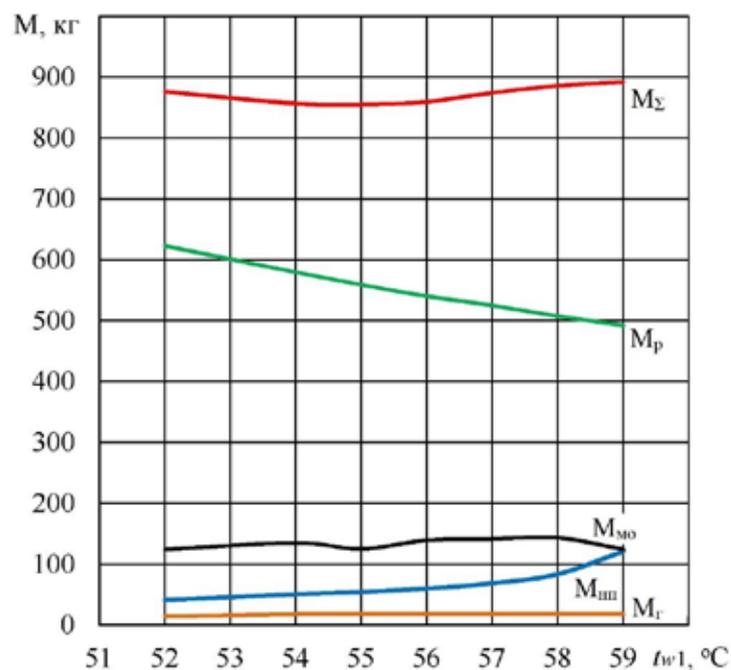


Рис. 2. Залежності мас серцевини теплообмінників від температури ТВК за радіатором, t_{w1} , при $t_{wm2} = 69$ °C, на номінальному режимі роботи двигуна і $t_o = 40$ °C: $M_{шп}$ – маса серцевини одного ОНП, M_p – маса серцевини двох блоків радіатора, $M_{мо}$ – маса серцевини всіх блоків маслоохолоджувачів, M_r – маса серцевини охолоджувачів гідравлічної рідини, M_{Σ} – сумарна маса серцевини теплообмінників

З рис. 3 випливає, що мінімум суми мас серцевини системи, M_{Σ} , може бути отриманий при температурі ТВК за охолоджувачем масла $t_{wm2} = 68...69$ °C.

Слід зазначити, що при зміні витрат ТВК по гілках системи (і відповідної зміни t_{w1} і t_{wm2}) забезпечу-

ється суттєва зміна сумарних мас серцевини в системі. Особливо значно ця маса змінюється у функції t_{wm2} , причому показаний на рис. 3. діапазон температури t_{wm2} менше тих меж, які можуть бути прийняті при довільному налаштуванні системи.

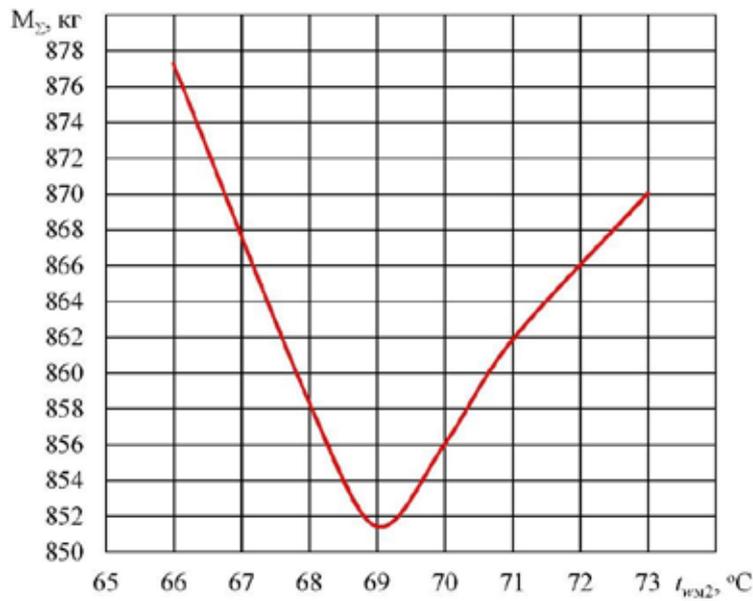


Рис. 3. Залежність суми мас серцевини теплообмінників від температури ТВК за МО та Г, $t_{вк2}$, при $t_{в1} = 55,5 \text{ }^\circ\text{C}$ на номінальному режимі роботи двигуна та $t_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

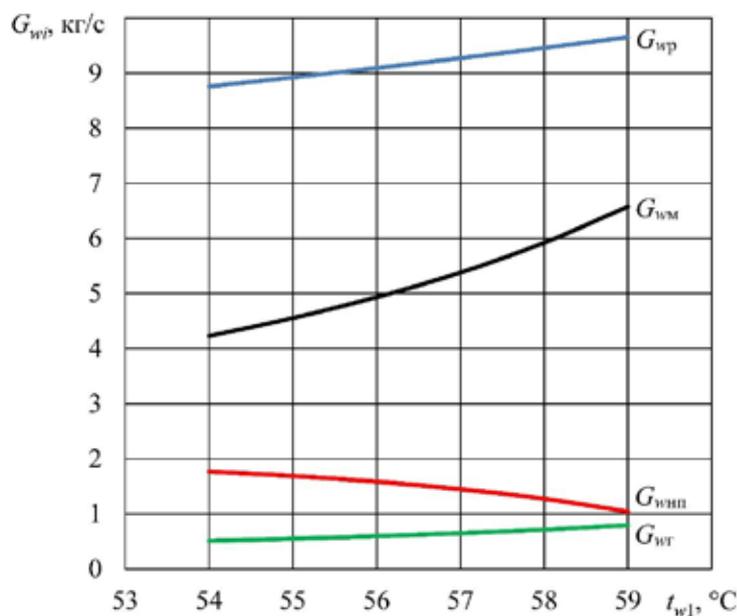


Рис. 4. Витрати ТВК через теплообмінники при $t_{вк2} = 69 \text{ }^\circ\text{C}$ на номінальному режимі роботи двигуна та $t_0 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$: $G_{вп}$ – витрата ТВК через радіатори, $G_{вм}$ – витрата ТВК через охолоджувачі масла, $G_{внп}$ – витрата ТВК через ОНП, $G_{вг}$ – витрата ТВК через охолоджувачі гідравлічної рідини

Враховуючи досліджені авторами швидкість зміни мас серцевини від температур ТВК і залежність між $t_{вк2}$ і $t_{в1}$, можна вважати, що мінімальна сума мас серцевини системи може бути отримана при температурах $t_{в1} = 55,5 \text{ }^\circ\text{C}$ і $t_{вк2} = 69 \text{ }^\circ\text{C}$. Виконання відповідних прямих розрахунків системи охолодження підтверджує це припущення. Витрати ТВК через

теплообмінники для раціональних температур можна визначити за рис. 4.

При обернених розрахунках системи охолодження враховуються реальні конструктивні дані всіх теплообмінників, які неминуче відрізнятимуться від «ідеальних» розмірів, отриманих за прямими розрахунками. Відповідно, виходить деяка невідповідність

параметрам системи охолодження, отриманим у прямих розрахунках. Зазвичай отримуються температури теплоносіїв або із «надлишком» або із «нестачею» порівняно із заданими значеннями, які доводиться коригувати, округляючи розміри серцевини теплообмінників з урахуванням реалій конструкцій. Зокрема, для умов реального конструювання необхідно проектувати теплообмінники з цілим числом рядів трубок, потрібно дотримуватись кратності числа поперечних рядів труб і числа термодинамічних ходів ТВК, необхідно застосовувати ціле число діафрагм і т.п. При коригуванні «теоретичних» розмірів враховуються отримані температури теплоносіїв, що забезпечуються системою охолодження. Відповідно необхідне округлення «теоретичних» розмірів серцевини виконується у більшу чи меншу сторону.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

В табл. 2 представлені результати зворотного розрахунку системи охолодження з реальними конструктивними розмірами серцевини теплообмінників. У стовпці 1 представлені параметри системи охолодження двигуна для номінального режиму роботи та гранично високих (літніх) температур навколишнього повітря.

Зі стовпця 1 табл. 2 випливає, що система охолодження може забезпечити дуже низьке значення t_s на номінальному режимі роботи двигуна при високій температурі ТВК перед двигуном, а також при оптимально високих температурах масла та гідравлічної рідини на вході в охолоджувачі.

У стовпці 2 показані параметри системи на номінальному режимі роботи двигуна за умови зниження температури навколишнього повітря. Прийнято, що температура повітря перед радіатором становить $-40\text{ }^\circ\text{C}$, а температура повітря перед компресо-

ром дорівнює $-5\text{ }^\circ\text{C}$ (повітря забирається компресором з машинного відділення). Регулювання температури забезпечено зміною витрати охолоджуючого повітря G_v , а також змінами витрат ТВК через радіатор та теплообмінники.

Як видно із стовпця 2 табл. 2 на номінальному режимі роботи двигуна, при зміні температури навколишнього повітря і при регулюванні температур ТВК в системі, температура повітря в ресивері двигуна t_s може залишатися практично незмінною. Незмінними залишаються температури масла та гідравлічної рідини (t_{m1} , t_{r1}), а температура води за двигуном, t_{wd2} , трохи знизиться.

У стовпці 3 табл. 2 дано параметри системи охолодження при переході двигуна на часткове навантаження і тих же температурах повітря перед радіатором і компресором. Як видно, у даному випадку регулювання температур теплоносіїв у системі практично може забезпечити ту саму температуру повітря у ресивері двигуна; температура ТВК за двигуном (t_{wd2}) дещо зростає (у допустимих межах), а температури масла та гідравлічної рідини (t_{m1} , t_{r1}) практично не зміняться.

В табл. 2 показані для прикладу лише можливості регулювання. При відомих оптимальних значеннях температур теплоносіїв для цих або інших режимів можна забезпечити більш відповідні значення контрольних температур теплоносіїв за допомогою регулювання, які, ймовірно, будуть близькими до представлених в таблиці.

ВИСНОВКИ

Таким чином, враховуючи сказане, можна використовувати схему даної системи як основу для створення ефективних систем охолодження сучасних двигунів, а наведений набір принципів організації сис-

Таблиця 2. Результати зворотних розрахунків системи для різних навантажень та температур навколишнього повітря

Позначення	Найменування	Номера стовпців		
		1	2	3
1	2	3	4	5
N_e	Потужність двигуна (кВт)	2420	2420	605
n	Частота обертання колінчатого валу (хв ⁻¹)	1500	1500	980
Q_d	Потік теплоти від циліндрів двигуна (кВт)	514,00	514,00	221,00
Q_m	Потік теплоти від масла (кВт)	230,00	230,00	102,00
Q_{nv}	Потік теплоти від наддувного повітря (кВт)	431,26	311,46	94,84
Q_r	Потік теплоти від гідравліки (кВт)	29,80	29,80	29,80
G_v	Витрата повітря вентилятором (кг/с)	54,00	8,30	3,25
G_{nv}	Витрата наддувного повітря (кг/с)	5,3	5,3	1,94
G_m	Витрата масла (кг/с)	14,00	14,00	14,00
G_{gr}	Витрата гідравлічної рідини (кг/с)	2,00	2,00	2,00
G_{wd}	Витрата ТВК через насос (кг/с)	24,40	24,40	24,40
G_{wp}	Витрата ТВК через радіатор (кг/с)	5,70	5,80	2,12
G_{wt1}	Витрата ТВК через один ОНП (кг/с)	1,88	1,88	0,63
G_{wm}	Витрата ТВК через МО (кг/с)	1,62	1,70	0,51

Закінчення табл. 2

1	2	3	4	5
$G_{вт}$	Витрата ТВК через Г (кг/с)	0,33	0,35	0,37
$G_{вп}$	Витрата ТВК через перепуск (кг/с)	18,70	18,60	22,28
P_1	Тиск наддуву (кПа)	500,00	500,00	230,00
$T_{в1}$	Температура повітря перед радіатором (°C)	40,00	-40,00	-40,00
T_0	Температура повітря перед компресором (°C)	40,00	5,00	5,00
T_1	Температура повітря за компресором (°C)	271,60	210,70	99,65
$T_2 (T_3)$	Температура повітря в ресивері (°C)	50,41	50,95	51,01
$T_{в21}$	Температура повітря за радіатором (°C)	62,20	90,10	97,05
$T_{вд1}$	Температура ТВК перед двигуном (°C)	89,36	85,18	95,05
$T_{вд2}$	Температура ТВК за двигуном (°C)	94,39	90,21	97,21
$T_{в1}$	Температура ТВК за радіатором (°C)	43,94	45,55	46,82
$T_{в21}$	Температура ТВК за ОНП (°C)	71,38	65,37	64,93
$T_{вт2}$	Температура ТВК за Г (°C)	65,49	65,87	66,31
$T_{вм2}$	Температура ТВК за МО (°C)	77,82	77,84	95,02
$T_{м1}$	Температура масла перед МО (°C)	95,56	95,64	95,28
$T_{м2}$	Температура масла за МО (°C)	87,69	87,78	91,79
$T_{г1}$	Температура гідросуміші перед Г (°C)	94,91	95,07	95,43
$T_{г2}$	Температура гідросуміші за Г (°C)	87,73	87,89	88,31
ОНП	Охолоджувач надувного повітря			
b	Число ходів термодинамічне	12	12	12
$\eta_{нв}$	ККД ОНП	0,97	0,97	0,92
$\Delta p_{нв}$	Опір ОНП по повітрю (мм вод. ст.)	107,6	105,6	35,1
$\Delta p_{нв}$	Опір ОНП по ТВК (кПа)	31,47	31,47	31,47
L	Довжина по ходу повітря (м)	0,516	Для одного пучка	
B	Ширина фронту (м)	0,308		
H	Відстань між трубними дошками (м)	0,280		
$M_{нв}$	Маса пучка без дошок (кг)	47,92	47,92	47,92
Р	Радіатор			
b	Число ходів термодинамічне	7	7	7
η_p	ККД радіатора	0,93	1,00	1,00
Δp_p	Повітряний опір (мм вод. ст.)	54,04	54,04	54,04
$\Delta p_{вр}$	Опір по ТВК (кПа)	18,21	18,21	18,21
L	Довжина по ходу повітря (м)	0,151	Для одного блока	
B	Ширина фронту (м)	1,801		
H	Відстань між трубними дошками (м)	1,013		
M_p	Маса пучка без дошок (кг)	295,50	295,50	295,50
МО	Охолоджувач масла			
b_p	Число протитечійних елементів	2	2	2
$\eta_{мо}$	ККД МО	0,66	0,64	0,99
Δp_m	Опір по маслу (кПа)	17,36	16,71	41,32
$\Delta p_{им}$	Опір по ТВК (кПа)	3,79	4,16	0,42
D_t	Діаметр корпусу внутрішній (м)	0,38	0,38	0,38
L_t	Довжина трубок загальна (м)	1,889	1,889	1,889
$M_{мо}$	Маса пучків всіх елементів (кг)	154,72	154,72	154,72
Г	Охолоджувач гідросуміші			
b_g	Число протитечійних елементів	1	1	1
η_g	ККД Г	0,42	0,41	0,40
Δp_g	Опір по гідравлічній рідині (кПа)	3,03	2,94	2,82
$\Delta p_{вт}$	Опір по ТВК (кПа)	6,87	7,67	8,29
D_t	Діаметр корпусу внутрішній (м)	0,209	0,209	0,209
L_t	Довжина трубок загальна (м)	0,528	0,528	0,528
M_g	Маса пучків всіх елементів (кг)	16,47	16,47	16,47
M_Σ	Сума мас всіх пучків системи (кг)	858,03	858,03	858,03
η_o	ККД системи з охолодження повітря	0,96	0,64	0,35

тем – як керівництво для розробки рідинних систем охолодження сучасних двигунів.

При регулюванні системи охолодження, що розглядається, можливо забезпечити раціональні температури теплоносіїв двигуна при будь-яких можливих навантаженнях двигуна і змінах температур навколишнього повітря. Регулювання ґрунтується на відомих методах та апробоване на подібних системах.

При цьому схема системи охолодження доволі проста, в системі немає додаткових агрегатів, а конструкції теплообмінників близькі до традиційних.

Система охолодження, побудована за названими принципами, здатна забезпечити максимально можливе для рекуперативних систем зниження температури наддувного повітря.

Виділення температур ТВК, зокрема температури ТВК за радіатором та температури за охолоджувачем масла, як вільних факторів, сприяють простому рішенню при пошуку мінімуму мас серцевини теплообмінників M_2 .

Мінімум мас відповідає мінімальній вартості системи охолодження, мінімальній масі системи та мінімальним габаритам.

REFERENCES

- [1] Eitel, J. (2008). Engine Cooling Systems and Cooling Components for Euro 5 Commercial Vehicles. *ATZ worldwide*, 110, pp. 56–59.
- [2] Application & Installation Guide Cooling Systems (2016). CAT, Caterpillar, BUILT FOR IT.
- [3] Ap, N.-S., Jouanny, P., Potier, M., Genoist, J. (2005). Ultimate Cooling System for New Generation of Vehicle. SAE Technical Paper Series.
- [4] Cipollone, R., Di Battista, D., Gualtieri, A. (2013). A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures. *Energy Conversion and Management*, 75, pp. 581–592.
- [5] Nutt, R. A., Poehlman, R. F. (1982). Cooling System Requirements for Advanced Diesel Engines. SAE Technical Paper Series 820984.
- [6] Sekar, R. R. (1982). Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling. SAE Transactions Series 820503, pp. 2102–2113.
- [7] Mollenhauer, K., Tschoeke, H. (2010). Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, pp. 291–338.
- [8] Hua, S., Huang, R., Zhou, P., Cheng, W., Jia, L. (2015). Experiments on the influence of cooling conditions on thermal balance and thermal state for a heavy-duty natural gas engine. Paper presented at the ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, Houston, Texas, USA, pp. 1015–1023.
- [9] Ap, N.-S., Tarquis, M. (2005). Innovative engine cooling systems comparison. SAE Technical Papers.
- [10] Stanivuka, T., Lalica, B., Mikulicica, J. Z., Sundovb, M. (2021). Simulation Modelling of Marine Diesel Engine Cooling System. *Transactions on Maritime Science*, 10(1), pp. 112–125.
- [11] Galindo, J., Dolz, V., Tiseira, A., Ponce-Mora, A. (2019). Thermodynamic analysis and optimization of a jet ejector refrigeration cycle used to cool down the intake air in an IC engine. *International Journal of Refrigeration*, 103, pp. 253–263.
- [12] Zegenhagen, M. T., Ziegler, F. (2015). Feasibility analysis of an exhaust gas waste heat driven jet-ejector cooling system for charge air cooling of turbocharged gasoline engines. *Applied Energy*, 160, pp. 221–230.
- [13] Hamdy, M., Askalany, A. A., Harby, K., Kora, N. (2015). An overview on adsorption cooling systems powered by waste heat from internal combustion engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, pp. 1223–1234.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Eitel, J. (2008). Engine Cooling Systems and Cooling Components for Euro 5 Commercial Vehicles. *ATZ worldwide*, 110, pp. 56–59.
- [2] Application & Installation Guide Cooling Systems (2016). CAT, Caterpillar, BUILT FOR IT.
- [3] Ap, N.-S., Jouanny, P., Potier, M., Genoist, J. (2005). Ultimate Cooling System for New Generation of Vehicle. SAE Technical Paper Series.
- [4] Cipollone, R., Di Battista, D., Gualtieri, A. (2013). A novel engine cooling system with two circuits operating at different temperatures. *Energy Conversion and Management*, 75, pp. 581–592.
- [5] Nutt, R. A., Poehlman, R. F. (1982). Cooling System Requirements for Advanced Diesel Engines. SAE Technical Paper Series 820984.
- [6] Sekar, R. R. (1982). Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling. SAE Transactions Series 820503, pp. 2102–2113.
- [7] Mollenhauer, K., Tschoeke, H. (2010). Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, pp. 291–338.
- [8] Hua, S., Huang, R., Zhou, P., Cheng, W., Jia, L. (2015). Experiments on the influence of cooling conditions on thermal balance and thermal state for a heavy-duty natural gas engine. Paper presented at the ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, Houston, Texas, USA, pp. 1015–1023.
- [9] Ap, N.-S., Tarquis, M. (2005). Innovative engine cooling systems comparison. SAE Technical Papers.
- [10] Stanivuka, T., Lalica, B., Mikulicica, J. Z., Sundovb, M. (2021). Simulation Modelling of Marine Diesel Engine Cooling System. *Transactions on Maritime Science*, 10(1), pp. 112–125.

- [11] Galindo, J., Dolz, V., Tiseira, A., Ponce-Mora, A. (2019). Thermodynamic analysis and optimization of a jet ejector refrigeration cycle used to cool down the intake air in an IC engine. *International Journal of Refrigeration*, 103, pp. 253–263.
- [12] Zegenhagen, M. T., Ziegler, F. (2015). Feasibility analysis of an exhaust gas waste heat driven jet-ejector cooling system for charge air cooling of turbocharged gasoline engines. *Applied Energy*, 160, pp. 221–230.
- [13] Hamdy, M., Askalany, A. A., Harby, K., Kora, N. (2015). An overview on adsorption cooling systems powered by waste heat from internal combustion engine. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, pp. 1223–1234.

© Ю. Л. Мошенцев, О. А. Гогоренко

Дата надходження статті до редакції: 23.03.2023

Дата затвердження статті до друку: 10.04.2023