

**В.П. Мальчевський, Р.А. Варбанець**

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ПАЛИВА СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ НА БАЗІ НОВИХ ХОЛОДОАГЕНТІВ

Вимоги міжнародної морської організації, урядових агенцій з захисту довкілля та інших неурядових груп на-прявлені на зменшення при експлуатації дизельних двигунів викиду у навколишнє середовище шкідливих речовин. Серед цих речовин найбільш небезпечними є окисли сірки (SOx), азоту (NOx) та тверді частки. У відповідності із зазначеними вимогами відбувається активний перехід на палива із наднизьким вмістом сірки. Використання вказаних палив в морських дизелях пов'язане з низькою труднощію, тому що ці двигуни, як правило, розроблені для експлуатації на паливах з високою в'язкістю та змащувальною здатністю. Значення в'язкості для палив із наднизьким вмістом сірки при звичайній температурі повітря у машинному відділенні здебільшого знаходяться у районі нижньої допустимої границі для дизельних двигунів. Найбільші складності мають місце тоді, коли при підвищенні температури палива перед двигуном значення в'язкості становляться нижче допустимого інтервалу. Для забезпечення надійної роботи двигуна температуру палива необхідно постійно підтримувати такою, при якій буде забезпечуватися необхідне значення в'язкості палива. Для цього конструкція двигуна передбачує наявність системи охолодження палива з водяним охолоджувачем і чиллером для відведення тепла від води. У даній статті досліджено ефективність роботи холодильної установки чиллера при використанні у якості робочих речовин нових перспективних сумішей холодоагентів R125/R290 та R134a/R290 у порівнянні з базовим холодоагентом R134a та з R22. Значення складу для обох сумішей вибрані такими, при яких вони найбільш наближені до азеотропу, тому що при цьому можливо максимально зменшити різницю температур між середовищами, що обмінюються теплом у конденсаторі, та випарнику холодильної установки. У процесі дослідження було виявлено, що значення холодильного коефіцієнту холодильної установки при роботі на сумішах холодоагентів дещо менші, ніж при роботі на R134a та R22, але значення об'ємної холодопродуктивності при використанні сумішей значно вищі ніж у чистих холодоагентів.

**Ключові слова:** суднові дизелі; в'язкість палива; чиллер; холодильна установка; суміші R125/R290 і R134a/R290; енергетична ефективність; питома холодопродуктивність.

### Вступ

Діапазон, у якому повинні знаходитися в'язкості палив, для забезпечення нормальної експлуатації дизельних двигунів вказано у паспортних даних. Зокрема, для малооборотових двигунів значення в'язкості палива не повинно бути меншим за 2 сСт. Палива з наднизьким вмістом сірки мають таку в'язкість при 40 °С. Однак, температура повітря у машинному відділенні може бути значно вищою за 40 °С, особливо у літніх та у тропічних умовах. Отже, під час роботи двигуна необхідно постійно підтримувати температуру палива перед ним нижчою за 40 °С.

Одним із способів підтримки необхідної температури палива перед двигуном – є встановлювання паливного охолоджувача [1]. У якості охолоджувального середовища в таких охолоджувачах краще всього використовувати воду. Забортна вода при високій температурі навколишнього повітря також має високу температуру і її пряме використання є малоефективним. Для зменшення температури охолоджуючої води у систему охолодження палива включають чиллери, у яких вода охолоджується за допомогою холодильної установки.

У залежності від потужності двигуна для відведення тепла від охолоджуючої води можуть використовуватися чиллери різної холодопродуктивності. В даній роботі досліджено парокомпресорну одноступеневу холодильну установку чиллера типу RWE, яка працює на фреоні R134a. Фреон R134a

(тетрафторетан) разом із такими альтернативними фреонами як R-407C і R-410A є найбільш популярним холодоагентом.

Взагалі, промислове виробництво фреонів розпочалося з 1931 року. Ці безкольорові, без запаху, не шкідливі для людей і хімічно стабільні речовини дозволяли досягнути температур до – 130 °С і до певного моменту часу вважалися найбільш прийнятними. Але, фізико-хімічні дослідження фреонів показали, що вони мають високу хімічну стабільність і можуть існувати в атмосфері Землі десятки і навіть сотні років. Накопичуючись у стратосфері Землі, під дією жорсткого ультрафіолетового випромінювання атоми хлору можуть відділятися від молекул холодоагентів і, поглинаючи атомарний кисень, руйнувати озоновий шар Землі [2].

У березні 1985 року у Відні за ініціативою Організації об'єднаних націй була прийнята Конвенція з охорони озонового шару, а в 1987 році у Монреалі підписано «Протокол про речовини, що руйнують озоновий шар» [3]. В Кіото у грудні 1997 року прийнятий Кіотський протокол, який зафіксував список парникових газів – винуватців зміни клімату Землі [4]. У відповідності з цими двома угодами було припинено виробництво та використання хлорфторвуглеців (ХФВ) та гідрохлорфторвуглеців (ГХФВ), а також різко скорочено використання речовин з підвищеним парниковим ефектом. Тому виникла гостра необхідність заміни заборонованих холодоагентів новими речовинами, які б

задовольняли міжнародним вимогам та не поступалися забороненим за ефективністю.

З моменту підписання Україною разом із більшістю країн світу Монреальського та Кіотського протоколів ведеться активний пошук альтернативних холодоагентів для заміни хлорфторвуглеців та їх сумішей. І хоч з моменту підписання вказаних документів у цьому напрямку зроблено велику кількість теплофізичних досліджень, пошук альтернативних ефективних холодоагентів ведеться і тепер. Нові дослідження обумовлені також і тим, що ближчим часом в рамках виконання угод [3,4] із використання буде виведено ряд холодоагентів, які за даними досліджень негативно впливають на клімат Землі. Ці речовини також потребуватимуть заміни, причому перехід до нових холодоагентів має відбутися таким чином, щоб енергоефективність холодильних систем не зменшувалася.

Вибір альтернативних робочих речовин для холодильних установок – складна задача. При оцінюванні перспективності холодоагенту треба приймати до уваги еколого-енергетичну ефективність холодильного обладнання. Природні холодоагенти (зокрема, аміак, пропан та ізобутан), більшість з яких було винайдено у далекому минулому, успішно використовуються і сьогодні у холодильній техніці. Вони мають нульовий потенціал руйнування озонового шару та незначний потенціал глобального потепління. На жаль, недоліками більшості з них є вибухонебезпечність і горючість.

Вуглеводні, які містять фтор у своєму складі (R32, R125, R134a, R143a та інші), не мають вказаних недоліків, але мають високий потенціал глобального потепління. Тому на ці речовини накладено суттєві обмеження у їх використанні Кіотським протоколом. Суміші альтернативних холодоагентів мають більш низький потенціал глобального потепління, ніж чисті гідрофторвуглеці та є перспективними робочими речовинами.

На базі достовірних експериментальних даних нами було складено рівняння стану бінарних сумішей холодоагентів R125 та R134a з пропаном [5,6]. Пізніше, при наявності нових експериментальних даних рівняння вказаних сумішей були перескладені [7,8]. За допомогою цих рівнянь на базі розробленої нами програми розрахунку циклів холодильних установок [9] було оцінено ефективність сумішей R125/R290 та R134a/R290 як робочих тіл холодильної установки чіллера у порівнянні з холодоагентом R134a, який стандартно використовується у цій холодильній установці та з холодоагентом R22.

#### **Енергетична ефективність холодильної установки чіллера**

Схема системи охолодження палива при

включенні у неї чіллера для охолодження води приведена на рисунку 1. Як можна бачити з рисунка система охолодження має в своєму складі блок чіллера, модуль водяного насоса та модуль охолодження палива. Зовнішній вигляд чіллера типу RWE та цикл його холодильної установки у діаграмі температура – ентропія зображені на рисунку 2. Проаналізувавши термодинамічну поведінку сумішей холодоагентів R125/R290 та R134a/R290 [10], було виявлено, що вказані суміші при деяких значеннях складу проявляли азеотропні якості, тобто спостерігалася маленька різниця між температурами насичених пари та рідини на ізобарі (яка при деяких значеннях властивостей прямувала до нуля). Цей факт є позитивним з точки зору використання сумішей як холодоагентів (у порівнянні із зеотропними сумішами), тому що дозволяє зменшити різницю температур між охолоджуваною водою і холодоагентом у конденсаторі та між охолоджуванним об'єктом і холодоагентом у випарнику. Відповідно зменшуються втрати від зовнішньої необерненості процесів теплообміну при кінцевій різниці температур, які складають близько 60 % усіх витрат від необерненості процесів циклу пакокомпресорної холодильної установки [11].

З урахуванням вказаних позитивних якостей азеотропних сумішей для аналізу ефективності холодильної установки використано суміші таких складів, які максимально наближені до азеотропу. У відповідності з роботою [10] такими значеннями складу є 0,6 та 0,2 мольної долі першого компонента для сумішей R125/R290 та R134a/R290 відповідно. Залежність різниці температур насичених пари та рідини від тиску та від середньої на ізобарі температури показано на рисунку 3. Значення тиску та середньої на ізобарі температури для сумішей змінюються у діапазоні від мінімального до максимально наближеного до критичної точки для кожної суміші. Як можна бачити з рисунку різниця температур для суміші з R125 не перевищує 0,6 К для найнижчого тиску, для суміші з R134a максимальне значення відповідної різниці температур складає близько 1,7 К. Отже, обидві суміші за термодинамічною поведінкою наближуються до чистих речовин.

Холодильні установки, які використовують альтернативні холодоагенти, за своєю енергетичною ефективністю повинні щонайменше не поступатися попереднім, а бажано перевершувати їх. Як відомо, енергетична ефективність термодинамічних циклів холодильних установок оцінюється холодильним коефіцієнтом, який розраховується на базі визначених значень ентальпії холодоагенту у характерних точках циклу.

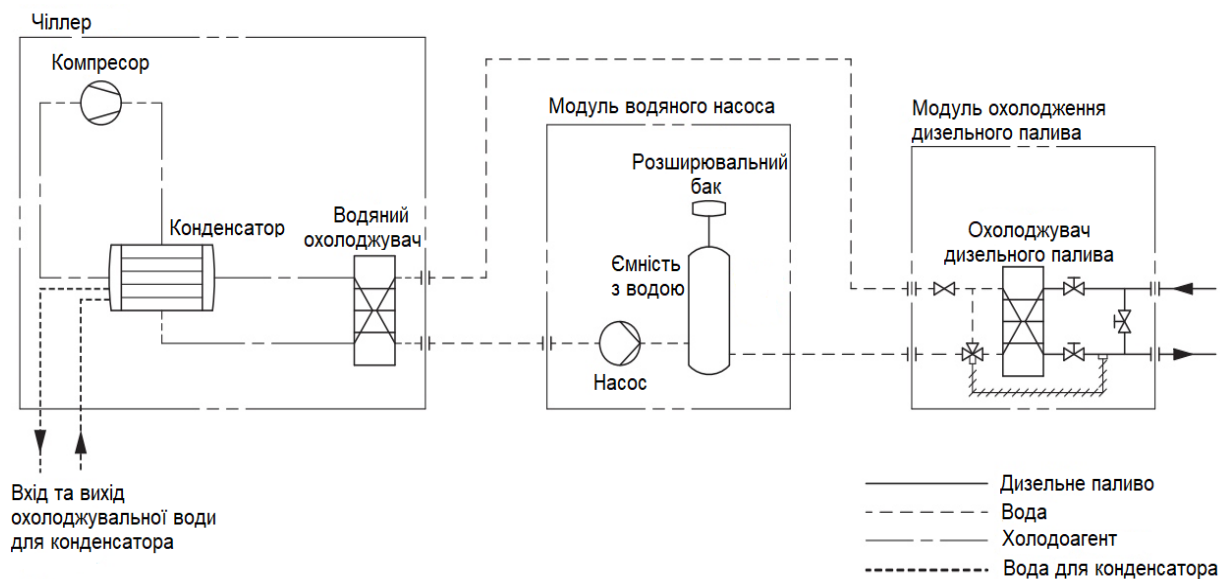
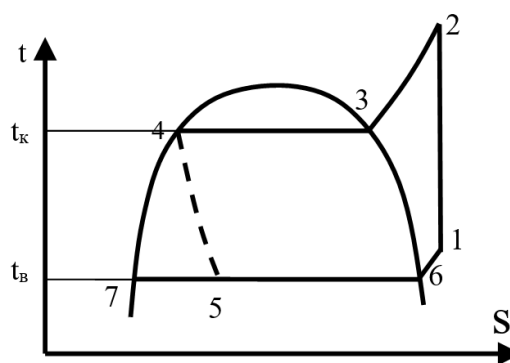


Рис. 1. Схема системи охолодження палива

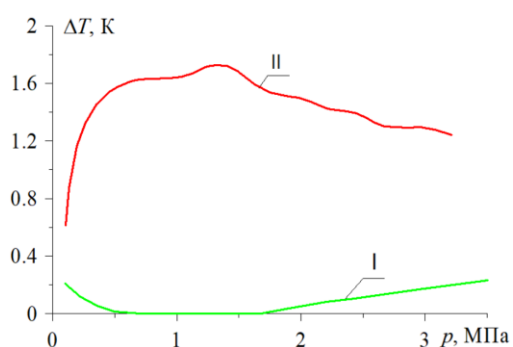


а)

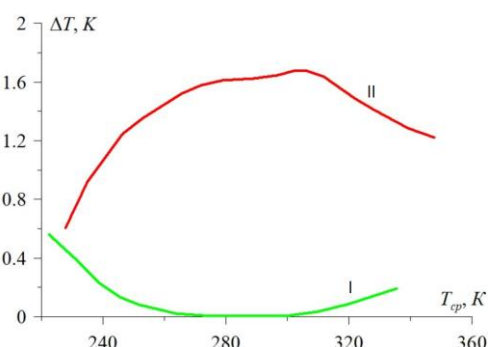


б)

Рис. 2. Зовнішній вигляд чіллера (а) та цикл холодильної установки у діаграмі температура – ентропія (б)



а)



б)

Рис. 3. Залежність різниці температур насичених пари та рідини від тиску (а) та від середньої на ізобарі температури(б):

I – для суміші R125/R290 складу 0,6 мольної доли R125;  
 II – для суміші R134a/R290 складу 0,2 мольної доли R134a

Розрахунок циклу холодильної установки чіллера, який виконано за допомогою програми [9] складається з визначення термодинамічних властивостей холодоагенту в характерних точках, питомої масової та об'ємної холодопродуктивності  $q_0$  та  $q_{0v}$ , питомої роботи циклу  $l_{ц}$  та холодильного коефіцієнту  $\epsilon$ .

Властивості холодоагентів розраховуються за рівняннями стану за допомогою автоматизованої інформаційної системи, розробленої Вассерманом О.А., Козловським С.В. та Мальчевським В.П. [12]. Система дозволяє визначити властивості ряду чистих холодоагентів та сумішей при 12 комбінаціях незалежних змінних.

Програма розрахунку циклів, яка доповнює цю систему, передбачає на першому етапі введення найменування холодоагенту та значень температур випарювання та конденсації. Далі розраховуються властивості в характерних точках циклу за рівняннями стану. Властивості в однофазній області ви-

значаються при незалежних змінних  $p, t, p, h$  або  $p, s$ , а властивості насичених пари та рідини і вологої пари – при змінних  $p, x$ , причому на кривій насичення  $x = 1$  або  $0$ . На заключному етапі розраховуються характеристики циклу:  $q_0, q_{0v}, l_{ц}$  та  $\epsilon$  за формулами:

$$q_0 = h_7 - h_6, q_{0v} = q_0 / v_1, |l_{ц}| = h_2 - h_1, \epsilon = q_0 / |l_{ц}|. \quad (1)$$

В таблиці 1 наведені значення холодильного коефіцієнта  $\epsilon$  циклу одноступінчастої холодильної установки при  $t_b = -25 \dots -10$  °С,  $t_k = 25 \dots 40$  °С при роботі на базовому холодоагенті R134a, на сумішах R125/R290 та R134a/R290 зі значеннями складу відповідно 0,6 та 0,2 мольної долі першого компоненту, та, для порівняння на холодоагенті R22. Із таблиці можна бачити, що значення  $\epsilon$  для суміші R125/R290 на 9...27 %, а для суміші R134a/R290 – на 2...13 % менші, ніж при роботі на R22 (відповідно на 12...14 % та на 2...4 % менші, ніж при роботі на R134a). Друга суміш на 5...18 % перевершує першу за енергетичною ефективністю.

Таблиця 1. Значення холодильного коефіцієнту циклу одноступінчастої холодильної установки при роботі на різних холодоагентах.

$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_b, ^\circ\text{C}$					$t_b, ^\circ\text{C}$				
	-30	-25	-20	-15	-10	-30	-25	-20	-15	-10
	Для суміші R125/R290 при $x_{R125} = 0,6$					Для суміші R134a/R290 при $x_{R134a} = 0,2$				
25	2,94	3,44	4,05	4,82	5,80	3,30	3,81	4,43	5,21	6,21
30	2,56	2,98	3,48	4,09	4,85	2,92	3,34	3,85	4,48	5,27
35	2,23	2,59	3,00	3,50	4,10	2,58	2,94	3,37	3,88	4,51
40	1,95	2,24	2,59	3,00	3,49	2,29	2,60	2,96	3,39	3,90
	Для R22					Для R134a				
25	3,45	3,95	4,56	5,34	6,35	3,43	3,94	4,57	5,36	6,38
30	3,07	3,49	4,00	4,63	5,41	3,04	3,49	3,99	4,62	5,42
35	2,75	3,11	3,54	4,05	4,68	2,70	3,07	3,50	4,03	4,67
40	2,47	2,78	3,14	3,57	4,08	2,41	2,72	3,09	3,53	4,06

В таблиці 2 наведені значення питомої об'ємної холодопродуктивності  $q_{0v}$  сумішей R125/R290, R134a/R290 та холодоагентів R134a та R22 у циклі одноступеневої холодильної установки, який наведено вище. Із таблиці можна бачити, що значення  $q_{0v}$  суміші R125/R290 на 12...31 % вищі, ніж при роботі на R22 (незважаючи на дещо менші у порівнянні з R22 значення  $\epsilon$ ). Значення  $q_{0v}$  суміші R134a/R290 та R22 відрізняються у межах  $\pm 3,5$  %. На відміну від холодильного коефіцієнту, об'ємна холодопродуктивність суміші R125/R290 на 11...18 % більша, ніж для R134a/R290. Отже робочий об'єм компресора при роботі установки на суміші R125/R290 буде меншим, ніж при використанні суміші R134a/R290.

Більші значення  $q_{0v}$  у сумішей у порівнянні з

чистими речовинами пояснюються тим, що дані азеотропні суміші мають при тій самій температурі більш високий тиск насичення, ніж чисті речовини. По вказаній причині у суміші зменшується питомий об'єм  $v_1$  пари, який потрапляє в компресор. У пропана питомий об'єм  $v_1$  та масова холодопродуктивність  $q_0$  значно вищі, ніж у R125 та R134a. Завдяки більш високим значенням тиску питомий об'єм суміші приблизно такий самий, як у альтернативних холодоагентів (або навіть менший). У той самий час значення  $q_0$  суміші більше, ніж у R125 та R134a. При температурах конденсації та випарювання  $+30$  та  $-15$  °С значення  $q_0$  суміші збільшилося на 20,7 %, а  $v_1$  всього лиш на 2,8 %, що й призводить до суттєвого зростання об'ємної холодопродуктивності (на 17,4 %).

Таблиця 2. Значення питомої об'ємної холодопродуктивності (кДж/м<sup>3</sup>) циклу одноступінчастої холодильної установки при роботі на різних холодоагентах

$t_k, ^\circ\text{C}$	$t_b, ^\circ\text{C}$					$t_b, ^\circ\text{C}$				
	-30	-25	-20	-15	-10	-30	-25	-20	-15	-10
	Для суміші R125/R290 при $x_{R125} = 0,6$					Для суміші R134a/R290 при $x_{R134a} = 0,2$				
25	1505	1879	2314	2819	3400	1209	1485	1808	2183	2617
30	1404	1756	2167	2644	3194	1147	1411	1719	2077	2492
35	1303	1634	2020	2469	2988	1084	1335	1629	1970	2366
40	1201	1510	1871	2292	2779	1020	1258	1537	1862	2238
	Для R134a					Для R22				
25	648,5	823,9	1036	1290	1593	1187	1461	1783	2159	2596
30	618,0	785,9	989,2	1233	1524	1143	1407	1717	2082	2503
35	587,2	747,5	941,8	1175	1454	1098	1352	1651	2002	2408
40	555,8	708,5	893,7	1116	1382	1051	1296	1583	1920	2311

### Висновки

Для підтримання необхідного значення в'язкості палива із наднизьким вмістом сірки (не нижче 2 сСт для малообертових дизелів) при досить високих температурах докільного повітря у машинному відділенні необхідно забезпечувати його постійне охолодження. В даних умовах до складу системи охолодження зазвичай включають чіллер-охолоджувач. У роботі зроблено порівняльний аналіз ефективності роботи холодильної установки чіллера типу RWE на базовому холодоагенті R134a, на R22 (для порівняння) та на перспективних сумішах R125/R290 та R134a/R290.

Аналіз даних про властивості сумішей R125/R290 та R134a/R290 у стані насичення показав, що існують значення складу, для яких температури рідкої та парової фаз на ізобарах рівні, або відрізняються не більше, ніж на 2 °С, що свідчить про можливість ефективного використання цих сумішей у якості холодоагентів, у тому числі для холодильної установки чіллера при заміщенні холодоагенту R134a.

Для суміші R134a/R290 (0,2/0,8 мольних долей) холодильний коефіцієнт при температурах випарювання від -30 до -10 °С та конденсації 25...40 °С на 5...18 % вищий, ніж для суміші R125/R290 (0,6/0,4 мольних долей). Отже, з енергетичної точки зору суміш R134a/R290 має перевагу над сумішню R125/R290. У той самий час необхідний робочий об'єм компресора при роботі на суміші R125/R290 буде меншим у середньому на 16 %. Значення холодильного коефіцієнту в середньому на 2...27 % нижчі, ніж у R22 та на 1...23 % нижчі, ніж у R134a. Незважаючи на більш низькі значення  $\epsilon$ , об'ємна холодопродуктивність сумішей на 12...45 % вища, ніж у чистих речовин. Останнє пояснюється тим, що у розглянутих азеотропних сумішей у стані насичення у порівнянні з компо-

нтами при однакових температурах значення тиску більші.

### Список літератури:

1. American Bureau of Shipping ABS Nautical Systems. Fuel Switching Advisory Notice., 2010. – 36 p. 2. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes; chlorine atoms catalyzed destruction of ozone / M.J. Molina, F.S. Rowland // Nature. – 1974. – Vol. 249. – P. 810–814. 3. UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer. Final Act. September., 1987. – 6 p. 4. United Nations on Climate Change. Global Warming General Convention Kyoto., 1997. – 8 p. 5. Вассерман О.А. Уравнение состояния смеси хладагентов R125/R290 / О.А. Вассерман, В.П. Мальчевський // Холодильна техніка і технологія. – 2006. – № 1. – С. 25-28. 6. Вассерман О.А. Уравнение состояния смеси хладагентов R134a/R290 / О.А. Вассерман, В.П. Мальчевський // Проблеми техніки. – 2006. – № 1. – С. 66-73. 7. Мальчевський В.П. Термодинамические свойства смеси хладагентов R125/R290 / В.П. Мальчевський // Проблеми техніки. – 2007. – № 2. – С. 55-63. 8. Вассерман О.А. Термодинамические свойства смеси хладагентов R134a/R290. / О.А. Вассерман, В.П. Мальчевський // Вісник Одеського національного морського університету. – 2007. – Вип. 23. – С. 160-171. 9. Вассерман О.А. Програма для расчёта термодинамических циклов холодильных установок и выбора компрессоров / О.А. Вассерман, В.П. Мальчевський // Вісник Одеського національного морського університету. – 2008. – Вип. 25. – С. 157-165. 10. Вассерман О.А. Об эффективности смесей R125/R290 и R134a/R290 как рабочих тел холодильных машин / О.А. Вассерман, В.П. Мальчевський // Технічні газети. – 2008. – № 3. – С. 55-59. 11. Загоруйко В.А. Судовая холодильная техника. / В. Загоруйко, А. Голіков. – К.: Наукова думка, 2000. – 607 с. 12. Вассерман О.А. Автоматизированная система по теплофизическим свойствам рабочих веществ низкотемпературной техники / О.А. Вассерман, С.В. Козловський, В.П. Мальчевський // Технічні газети. – 2010. – № 6. – С. 58-64.

### Bibliography (transliterated):

1. (2010), American Bureau of Shipping ABS Nautical Systems. Fuel Switching Advisory Notice, 36 p. 2. Molina, M.J., Rowland, F.S. (1974), "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes; chlorine atoms catalyzed destruction of ozone",

*Nature*, Vol. 249, pp. 810–814, doi:10.1038/249810a0. 3. (1987). UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer. Final Act, September, 6 p. 4. (1997) United Nations on Climate Change. Global Warming General Convention Kyoto, 8 p. 5. Vasserman, O.A., Malchevsky, V.P. (2006), The equation of state of refrigerant mixture R125/R290 [Uravenenije sostojanija smesi khladogentov R125/R290, Kholodilnaja tekhnika i tehnologija], № 1, pp. 25–28. 6. Vasserman, O.A., Malchevsky, V.P. (2006), The equation of state of refrigerant mixture R134a/R290 [Uravenenije sostojanija smesi khladogentov R134a/R290, Problemy tekhniki], № 1, pp. 66–73. 7. Malchevsky, V.P. (2007), Thermodynamic properties of refrigerant mixture R125/R290 [Termodinamicheskiye svoystva smesi khladogentov R125/R290, Problemy tekhniki], № 2, pp. 55–63. 8. Vasserman, O.A., Malchevsky, V.P. (2007), Thermodynamic properties of refrigerant mixture R134a/R290 [Termodinamicheskiye svoystva smesi khladogentov R134a/R290, Vestnik Odesskogo nitsionalnogo morskogo universiteta], Iss. 23, pp. 160–171. 9. Vasserman, O.A., Malchevsky, V.P.

(2008), The program for calculating of refrigeration plants thermodynamic cycles and compressors choosing. [Programma dlja rascheta termodinamicheskikh tsiklov kholodilnikh ustanovok I vybora kompressorov, Vestnik Odesskogo nitsionalnogo morskogo universiteta], Iss. 25, pp. 157–165. 10. Vasserman, O.A., Malchevsky, V.P. (2008), About efficiency of mixtures R125/R290 and R134a/R290 as working fluids for refrigeration plants [Ob effektivnosti smesey R125/R290 i R134a/R290 kak rabochikh tel kholodilnikh mashin, Tekhnicheskije gazy], № 3, pp. 55–59. 11. Zagorujko, V.A., Golikov, A.A. (2000), Marine refrigeration technique. [Sudovaja kholodilnaja tekhnika], Scientific thought, Kijev, 607 p. 12. Vasserman, O.A., Kozlovsky, S.V., Malchevsky, V.P. (2010), Automated system on thermophysical properties of working fluids for low-temperature technique. [Avtomatizirovannaja Sistema po teplofizicheskim svoystvam rabochikh veschestv nizkotemperaturnoj tekhniki, Tekhnicheskije gazy], № 6, pp. 58–64.

Надійшла до редакції 07.06.2021 р.

**Мальчевський Валентин Павлович** – канд. техн. наук, доц., доцент кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету, Одеса, Україна, e-mail: valentinmalchevsky@gmail.com.

**Варбанець Роман Анатолійович** – доктор техн. наук, проф., завідувач кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету, Одеса, Україна, e-mail: roman.varbanets@gmail.com.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТОПЛИВА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ НА БАЗЕ НОВЫХ ХЛАДАГЕНТОВ

*В.П. Мальчевский, Р.А. Варбанец*

Требования международной морской организации, правительственных агентств по защите окружающей среды и других неправительственных групп направлены на уменьшение при эксплуатации дизельных двигателей выбросов в окружающую среду вредных веществ. Среди этих веществ наиболее опасными являются оксиды серы (SOx), азота (NOx) и твердые частицы. В соответствии с указанными требованиями происходит активный переход на топлива со сверхнизким содержанием серы. Использование таких топлив в морских дизелях связано с рядом трудностей, так как эти двигатели, как правило, разработаны для эксплуатации на топливах с высокой вязкостью и смазывательной способностью. Значения вязкости для топлив со сверхнизким содержанием серы при обычной температуре в машинном отделении как правило находятся в районе нижней допустимой границы для дизельных двигателей. Наибольшие трудности имеют место тогда, когда при повышении температуры топлива перед двигателем значения вязкости становятся ниже допустимого диапазона. Для обеспечения надёжной работы двигателя температуру топлива необходимо постоянно поддерживать такой, при которой будет обеспечиваться необходимое значение вязкости топлива. Для этого конструкция двигателя предусматривает наличие системы охлаждения топлива с водяным охладителем и чиллером для отвода тепла от воды. В данной статье исследована эффективность работы холодильной установки чиллера при использовании в качестве рабочих веществ новых перспективных смесей хладагентов R125/R290 и R134a/R290 по сравнению с базовым хладагентом R134a и с R22. Значения состава для обеих смесей выбраны такими, при которых они наиболее приближены к азеотропу, потому что при этом возможно максимально уменьшить разность температур между теплообменивающимися средами в конденсаторе и испарителе холодильной установки. В процессе исследования было выявлено, что значения холодильного коэффициента холодильной установки при работе на смесях хладагентов несколько меньше, чем при работе на R134a и R22, но значения объёмной холодопроизводительности при использовании смесей значительно выше, чем у чистых хладагентов.

**Ключевые слова:** судовые дизели; вязкость топлива; чиллер; холодильная установка; смеси R125/R290 и R134a/R290; энергетическая эффективность; удельная холодопроизводительность.

## RESEARCH OF THE EFFICIENCY OF MARINE DIESEL FUEL COOLING SYSTEM ON THE BASIS OF NEW REFRIGERANTS

*V.P. Malchevsky, R.A. Varbanets*

The requirements of the International Maritime Organization, government environmental agencies and other non-governmental groups are aimed at reducing emissions of harmful substances into the environment during the operation of diesel engines. Among these substances, the most dangerous are sulfur oxide (SOx), nitrogen oxide (NOx) and particulate matter (PM).

In accordance with the specified requirements, there is an active transition to fuels with ultra-low sulfur content. The use of these fuels in marine diesel engines is associated with a number of difficulties, because these engines are usually designed for operation on fuels with high viscosity and lubricity. The viscosity values for ultra-low sulfur fuels are close to the permitted minimums for diesel engines at normal engine room temperature. The greatest difficulties occur when the viscosity values fall below the specific range when the fuel temperature before the engine increases. For reliable operation of the engine, the fuel temperature must be constantly maintained at a range in which the fuel viscosity will have the required values. For this purpose the engine design provides presence of fuel cooling system with a water cooler and a chiller for heat removal from water. In this paper the efficiency of chiller refrigeration plant was investigated using new perspective refrigerant mixtures R125/R290 and R134a/R290 as working fluids in comparison with basic R134a and R22. The values of composition for both mixtures are chosen such that they are closest to the azeotrope. It is possible for azeotrope mixtures to minimize the temperature difference between heat exchanging medias in condenser and evaporator of refrigeration plant. During the investigation it was revealed that the values of refrigeration coefficient of refrigerating plant when using mixtures as working fluids were somewhat lower when operating on R134a and R22. But the values of volumetric refrigeration capacity with mixtures as working fluids are significantly higher.

**Key words:** marine diesels; fuel viscosity; chiller; refrigeration plant; mixtures R125/R290 and R134a/R290; energetic efficiency; specific refrigeration capacity.

УДК 621.43.016

DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.02

*D. S. Minchev, R. A. Varbanets*

## CENTRIFUGAL COMPRESSOR PERFORMANCE MAPS TREATMENT FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES OPERATING CYCLE SIMULATION

*Simulation of the supercharged internal combustion engines operation cycle is impossible without correct estimation of the supercharger operating parameters. Standard approach is to use specially prepared performance maps of compressor and turbine of the turbocharger, which are based on the experimental (or manufacturer's) raw data. Centrifugal compressor performance maps interpolation, extrapolation and treatment provides challenging requirements as it is important to get correct simulation under such special conditions as compressor choke, rotating stall and pumping surge. At the same time it's important to obtain the fast and stable calculations of the engine's operating cycle. Blitz-PRO – online internal combustion engines operating cycle simulation service – offers supercharger performance maps preprocessing and implementation. It provides three different modes of compressor surge consideration during calculations: 1) full-scale surge mode using Moore-Greitzer approach; 2) mild surge mode with flexible adjustment; 3) "stable" mode, when the surge is neglected and the compressor constant-speed lines are extended from the rotating stall point to the lower mass flow region with the hyperbolic equation. Using the MAN 8G70ME-E engine 12140 kW, 82 rpm operating point as an example, the calculation results are compared for three modes of compressor surge consideration. The "stable" mode provides the fastest and the most stable calculations, while the calculations under the full-scale surge mode could generate the numerical (nonphysical) instability of calculations, which are caused by the high sensitivity of the two-stroke engines to the gas exchange processes as it is shown. The mild surge mode provides fast and stable enough calculation with the surge consideration ability, which could be assumed as the best solution for the given example. The researcher should choose between provided three modes of the centrifugal compressor surge consideration according to the calculations tasks, preferring "stable" mode for initial model setup and mild surge mode for the surge probability check, while the accurate compressor surge simulation needs further development.*

**Key words:** centrifugal compressor; surge; internal combustion engine simulation; compressor performance maps.

### Introduction

Correct simulation of the turbocharger parameters is an urgent requirement for the internal combustion engine (ICE) operating cycle simulation software. The most common way to obey this condition – is to use specially prepared maps for compressor and turbine performance.

It is vital to provide fast and stable calculations and to consider important peculiarities of the turbocharger operation: compressor choke, rotating stall and surge, turbine partial gas supplying configurations, gas flow inertia, etc. For the transient engine operation the effect of thermal inertia is also significant [1]. Among mentioned cases, the compressor surge problem is, probably, the most complicated.

This paper aims to develop adaptive adjustable centrifugal compressor maps treatment to provide both stable and correct calculations.

### Literature review

The problem of the correct centrifugal compressor behavior simulation has been discussed widely. The leading ICE simulation software, such as Ricardo Wave, AVL Boost, GT-Power, use the compressor maps to define the compressor parameters during calculations. These maps are obtained from the experimental tests and should pass the preprocessing procedures, which include interpolation and extrapolation routines, before been used for calculations. Experimental compressor maps have to be extrapolated to the choke region, compressor zero speed region and have