

10.31653/smf42.2021.5-9

Білий В. А., Голюков В. А., Богданов М. С.
Національний університет «Одеська морська академія»

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ВОЛОГОГО НАДУВНОГО ПОВІТРЯ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ДВЗ

Анотація

Забезпечення повноти використання енергії палива при його згорянні у циліндрах двигуна є основним шляхом підвищення паливної економічності. Ефективність процесу згоряння у першу чергу залежить від якості розпилу і змішування палива з наддувним повітрям, коефіцієнту стиснення та співвідношення повітря - паливо. Вміст водяної пари у цикловому повітрі призводить до зменшення концентрації кисню й втрати потужності.

У статті досліджується вплив вологого повітря на ефективність роботи ДВЗ з використанням апробованої імітаційної моделі, реалізованої засобами графічного програмного середовища SIMULINK на базі системи MATLAB.

Запропоновано спосіб покращення математичної моделі шляхом введення корекції щільності наддувного повітря з урахуванням його температури, атмосферного тиску та масової частки водяної пари.

Аналіз ефективності роботи двигуна на різних режимах за допомогою імітаційної моделі показав, що при зменшенні масової частки водяної пари у наддувному повітрі з 27 г/кг до 0,5 г/кг та його охолодженні до 5°C приріст потужності досягає 23,7%.

Результати аналізу доцільно верифікувати на тестовому стенді й, в разі підтвердження, використовувати в суднових енергетичних комплексах с поверхневими охолоджувачами наддувного повітря та контурами регулювання його точки роси.

Ключові слова: ДВЗ, наддувне повітря, температура точки роси.

Вступ

При охолодженні наддувного повітря та зниженні точки роси збільшується його щільність та концентрація кисню, що дозволяє підвищити ефективність використання хімічної енергії палива.

Мета дослідження

Метою роботи є дослідження впливу температури та вологості наддувного повітря на ефективність роботи суднового ДВЗ.

Методи

Дослідження проводилось з використанням методу імітаційного моделювання у графічному програмному середовищі SIMULINK на базі системи MATLAB.

Для моделювання було використано апробовану на стенді модель ДВЗ, запропоновану дослідниками P.R. Crossley та J.A. Cook [1]. Реалізацію обраної моделі включено у стандартний пакет SIMULINK під назвою **sldemo_engine.mdl** [2].

Аналіз сучасного стану проблеми

Roberto Cipollone та Davide Di Battista [3] провели експериментальну оцінку ефекту переохолодження наддувного повітря дизельного двигуна холодильною установкою. Дослідження проводилось для двох конфігурацій впускного тракту наддувного повітря: з випарником переохолоджувача розміщеним перед повітряним фільтром та після інтеркулера.

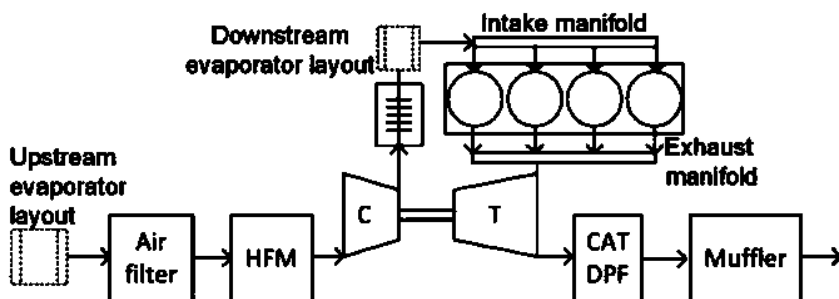


Рис. 1. Схема тестового стенда.

Результати дослідження показали, що перша конфігурація з переохолоджувачем, розташованим перед повітряним фільтром не здатна забезпечити підвищення ефективності двигуна. Використання ж дру-

гої конфігурації впускного тракту з переохолоджувачем, розташованим після інтеркулера, забезпечило зниження температури наддувного повітря на вході до двигуна на 10-20°C, що дозволило досягти економії палива у 6%, зменшення викидів: CO₂ - на 8%, NO_x – на 4,5%, CO – на 12,1%, твердих частинок – на 5,6%.

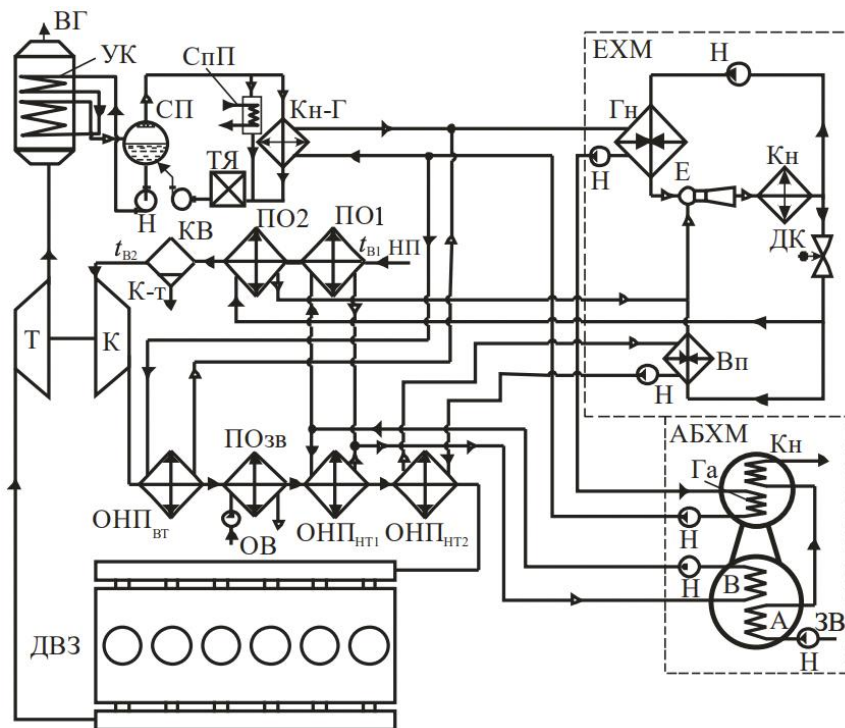


Рис. 2. Схема системи комбінованого охолодження циклового повітря на вході ТК МОД в АБХМ і наддувного повітря в ЕХМ утилізацією теплоти відповідно випускних газів і наддувного повітря: К і Т – компресор і турбіна ТК; ОНПВТ – високотемпературний (когенераційний) ступінь охолодження наддувного повітря ОНП; ОНПЗв – ступінь охолодження наддувного повітря заборотною водою; ОНПНТ – низькотемпературний ступінь охолодження наддувного повітря; СП – сепаратор пари; КН-Гв (КН-ВН) – конденсатор водяної пари – нагрівач води для випарної секції генератора ЕХМ; Ек – економайзерний нагрівач води конденсатом; ОК-Ге – охолоджувач водяного конденсату-економайзерна секція генератора ЕХМ (нагріву конденсату); СТ – споживач тепла; КВ – конденсатовідвідник; ТЯ – теплий ящик; Н – насос; ВГ – випускні газы; НП – навколишнє повітря на вході ТК; К-т – конденсат;

Е – ежектор; Г – генератор; В-ПО – випарник-повітроохолоджувач; ДК – дросельний клапан; Кн – конденсатор хладону; Га – генератор АБХМ; Кн – конденсатор АБХМ; Ва – випарник АБХМ; А – абсорбер; ЗВ – забортна вода.

Голіков В. А. та Богданов М. С. [4] дослідили енергетичну ефективність морського судна при збільшенні циклової подачі надувного повітря суднового двигуна шляхом його комбінованого охолодження на вході до турбокомпресора та на вході до впускного колектору з використанням процесів трансформації скидної теплоти вихлопних газів у абсорбційній бромистолітєвій та ежекційній холодильних машинах (рис. 2).

Були виявлені параметри процесів комплексного охолодження, які забезпечують зниження температури наддувного повітря на 20...25 °С та температури повітря на вході турбокомпресору на 25...30 °С, що дозволяє досягти зменшення питомої витрати палива на 2,0...3,5 г/(кВт·год) у порівнянні з системою охолодження забортною водою упродовж експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

Modeling Engine Timing Using Triggered Subsystems

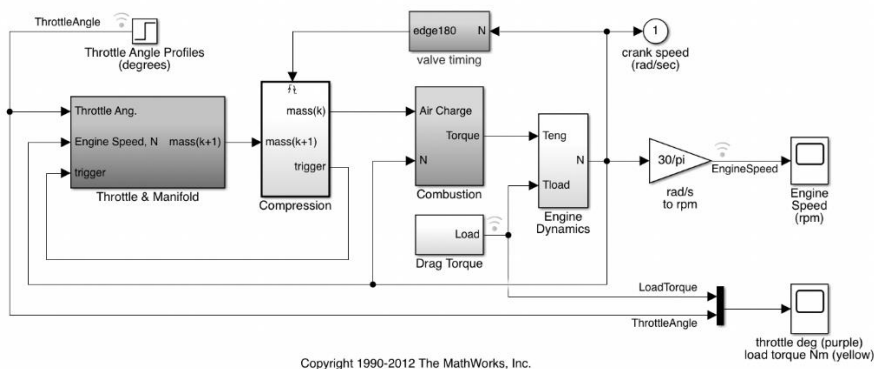


Рис 3. Блок-схема імітаційної моделі двигуна.

P.R. Crossley та J.A. Cook [1] запропонували апробовану на стенді модель ДВЗ (рис. 3). Параметри моделі визначаються за наступними рівняннями:

масова витрата повітря на вході впускного колектора

$$Q_{mi} = (2,821 - 0,05231\theta + 0,10299\theta^2 - 0,00063\theta^3) \times g(P_m, P_a),$$

$$g(P_m, P_a) = \begin{cases} 1, & P_m < \frac{P_a}{2}; \\ \frac{2}{P_a} \times \sqrt{P_m P_a - P_m^2}, & \frac{P_a}{2} \leq P_m \leq P_a; \\ -\frac{2}{P_a} \times \sqrt{P_m P_a - P_m^2}, & P_a < P_m \leq 2P_a; \\ 1, & P_m > 2P_a, \end{cases}$$

- швидкість зміни тиску у впускному колекторі

$$P_m = \frac{RT}{V_m (Q_{mi} - Q_{mo})},$$

- масова витрата повітря на виході впускного колектора

$$Q_{mo} = -0,366 + 0,08979nP_m - 0,0337nP_m^2 + 0,0001n^2P_m,$$

- крутний момент двигуна

$$M = -181,3 + 379,36Q_{mo} + 21,79\frac{A}{F} - 0,85\left(\frac{A}{F}\right)^2 + \\ + 0,26\sigma - 0,0028\sigma^2 + 0,027n \\ - 0,000107n^2 + 0,00048n\sigma + 2,55\sigma Q_{mo} - 0,05\sigma^2 Q_{mo}$$

- момент інерції двигуна

$$I = \frac{M - M_u}{n}$$

де Q_{mi} - масова витрата повітря на вході впускного колектора, г/с;
 θ - кут відкриття дросельної заслінки, градус; P_m - тиск у впускному колекторі, бар; P_a - тиск на вході впускного колектора, бар; \dot{P}_m - швидкість зміни тиску у впускному колекторі, г/с; R - питома газова стала, Дж/(моль·К); V_m - об'єм впускного колектора; Q_{mo} - масова витрата повітря на виході впускного колектора, г/с; T - температура, К; n - швидкість обертання валу двигуна, рад/с; \dot{n} - кутове прискорення валу

двигуна, рад/с²; M - крутний момент двигуна, Н·м; M_n - крутний момент навантаження, Н·м; A/F - відношення маси повітря до маси палива; σ - випередження запалення, рад.

Викладення основного матеріалу дослідження

Для дослідження впливу вмісту водяної пари та температури повітря на ефективність двигуна до складу моделі (рис. 3) було введено наступні залежності:

- питома газова стала вологого повітря

$$R_{ВП} = (1 - s)R_{СП} + sR_{П},$$

- масова витрата повітря на виході впускного колектора

$$Q_{mo} = Q_{СП} + Q_{П},$$

- парціальний тиск водяної пари при заданих температурі та масовій частці водяної пари

$$P_{П} = \frac{s \cdot P_{ВП}}{0,378 \cdot s + 0,622}$$

- парціальний тиск сухого повітря

$$P_{СП} = P_{ВП} - P_{П},$$

- щільність повітря

$$\rho_{ВП} = \frac{P_{СП}}{R_{СП}T} + \frac{P_{П}}{R_{П}T},$$

- крутний момент двигуна

$$M = -181,3 + 379,36Q_{СП} + 21,79\frac{A}{F} - 0,85\left(\frac{A}{F}\right)^2 + \\ + 0,26\sigma - 0,0028\sigma^2 + 0,027n \\ - 0,000107n^2 + 0,00048n\sigma + 2,55\sigma Q_{СП} - 0,05\sigma^2 Q_{СП}$$

де $R_{ВП}$ - питома газова стала волого повітря, Дж/(моль·К); $R_{СП}$ - питома газова стала сухого повітря, Дж/(моль·К); $R_{П}$ - питома газова стала водяної пари, Дж/(моль·К); s - масова частка водяної пари, від. од.; $Q_{СП}$ - масова витрата сухого повітря на виході впускного колектора, г/с; $Q_{П}$ - масова витрата водяної пари, кг/с; $P_{П}$ - парціальний тиск

водяної пари, Па; $P_{СП}$ - парціальний тиск сухого повітря, Па; $P_{ВП}$ - парціальний вологого повітря, Па; $\rho_{ВП}$ – щільність вологого повітря, кг/м³.



Рис. 4. Блок-схема адаптованої імітаційної моделі двигуна з урахуванням атмосферного тиску, вологості та температури повітря.

Згідно з експериментальними даними, отриманими університетом Вісконсіну-Мілвокі для різних районів світового океану [5, 6], масова частка водяної пари у повітрі поблизу поверхні води досягає 27 г/кг. Прийемо це значення як максимальне при моделюванні.

Допрацьовану модель, яка враховує атмосферний тиск, вологість та температуру наддувного повітря наведено на рис. 4.

Моделювані часткові швидкісні характеристики двигуна на режимах об'ємної витрати волого та осушеного повітря 20%, 40%, 60% та 80% від максимальної представлені на рис. 5 – 8. Характеристики N_1 отримані для волого наддувного повітря з температурою 50°C, масовою часткою водяної пари 27 г/кг. Характеристики N_2 відповідають осушеному та переохолодженому наддувному повітрю з температурою 5°C, масовою часткою водяної пари 0,5 г/кг. При однакових об'ємній витраті повітря $Q_{1,i} = Q_{2,i} = Q_i$ та моменті навантаження $M_{N1,i} = M_{N2,i} = M_{Ni}$, модельована відносна ефективна потужність становить $N_{1,i}$ для волого повітря і $N_{2,i}$ – для осушеного та переохолодженого повітря. Таким чином, осушення наддувного повітря при збереженні інших робочих параметрів постійними відповідає зміщенню фазової точки системи двигун-навантаження вздовж фазової траєкторії $N_{1,i}N_{2,i}$.

На кожному режимі сталої об'ємної витрати повітря найбільший приріст потужності забезпечує фазова траєкторія $N_{1,1}N_{2,1}$, яка має найбільший кут нахилу до осі $n/n_{ном}$.

Для розрахунку приросту ефективної потужності $\Delta N_{e,i}$ була використана формула

$$\Delta N_{e,i} = \frac{N_{2,i} - N_{1,i}}{N_{2,i}} \times 100\%$$

Так, у точці 1 (рис. 5), що належить кривій N_1 для волого наддувального повітря, відносна ефективна потужність становить $N_{1,3} = 0,073$. При збереженні постійною масової витрати наддувального повітря та його осушенні його відносна ефективна потужність підвищується до $N_{2,3} = 0,087$ (рис. 5, точка 2). Отримуємо підвищення ефективної потужності

$$\Delta N_{e,3} = \frac{0,087 - 0,073}{0,087} \times 100\% = 16\%$$

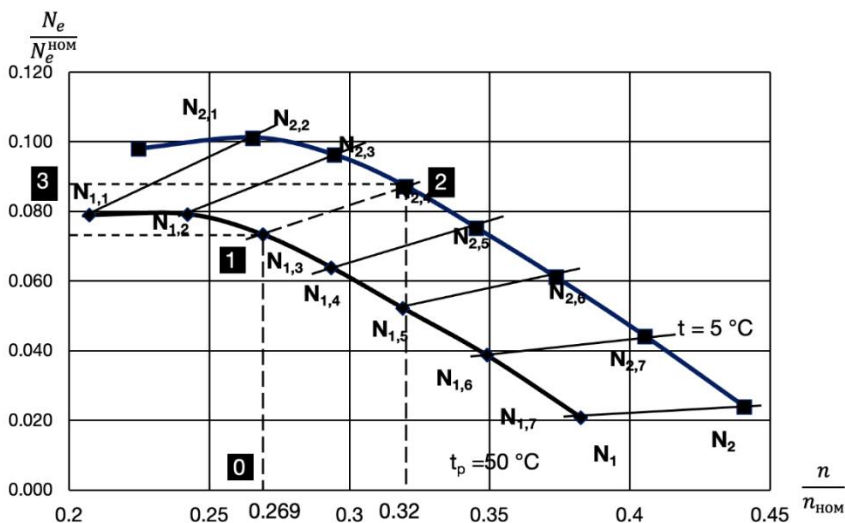


Рис. 5. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувального повітря 20%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря

Результати імітаційного моделювання показали, що максимальний приріст потужності у 23.7% досягається при моменті навантаження 82.4% та об'ємній витраті повітря 60% (рис. 7).

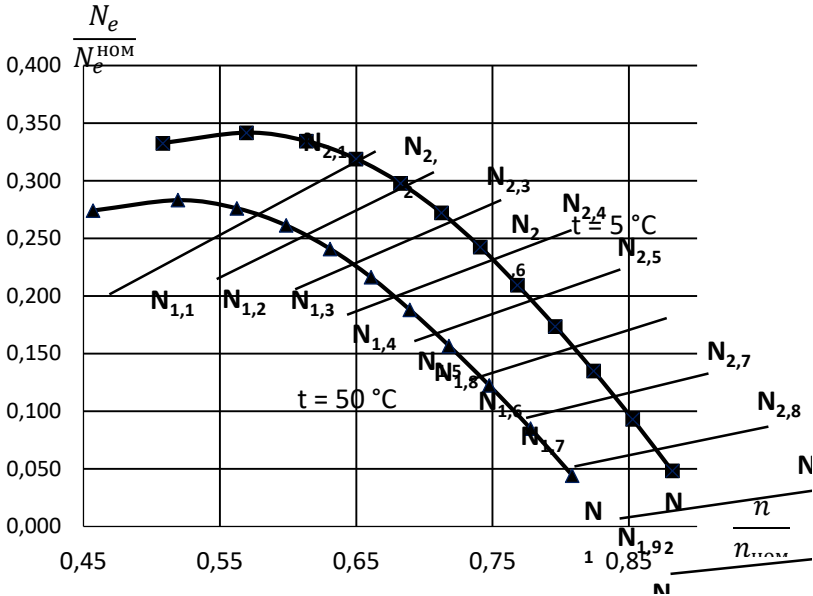


Рис. 6. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувального повітря 40%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря.

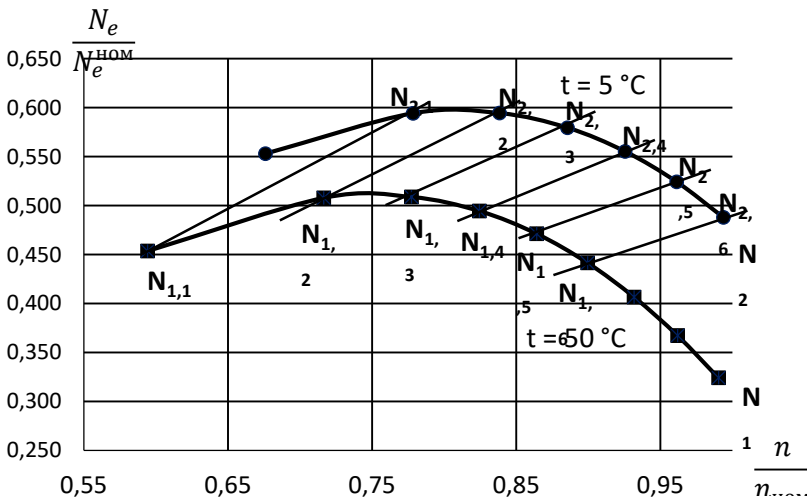


Рис. 7. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувального повітря 60%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря.

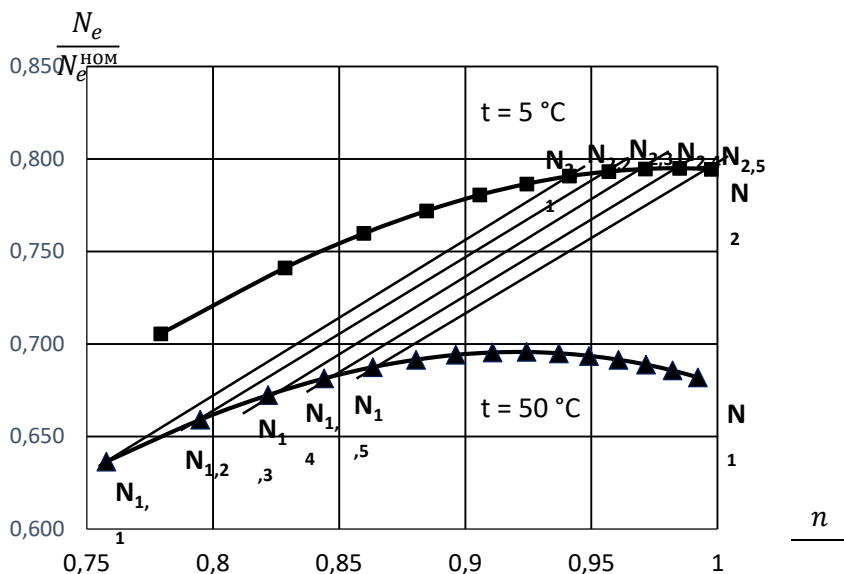


Рис. 8. Залежність ефективної потужності від частоти обертання валу двигуна при постійній об'ємній витраті наддувного повітря 80%: N_1 – вологе наддувне повітря; N_2 – осушене наддувне повітря.

Висновки

Запропоновану модель двигуна та отримані результати аналізу впливу атмосферного тиску, температури, щільності та масової частки водяної пари циклового повітря на ефективність роботи потрібно верифікувати за допомогою натурального експерименту. Верифікацію доцільно проводити на суднових малообертових головних та середньообертових допоміжних двигунах, які мають контури охолодження наддувного повітря забортною водою. Слід спланувати проведення декількох етапів експерименту у кліматичних зонах з різними значеннями температури забортної води, температури й вологості повітря, та на часткових режимах роботи двигунів, що дозволить виміряти робочі параметри для різних ступенів охолодження та осушення наддувного повітря й зібрати достатньо даних для верифікації моделі. Перспективним способом розширення діапазону параметрів наддувного повітря під час проведення експерименту є впорскування пари у повітряний простір перед охолоджувачем повітря.

Верифікацію моделі на режимах глибокого переохолодження та осушення наддувного повітря доцільно проводити на тестовому стенді з високообертвовим двигуном, впускний повітряний тракт якого містить випарник холодильної машини.

В разі підтвердження, результатів аналізу, спосіб регулювання вологості по температурі точки роси доцільно використовувати в суднових енергетичних комплексах с поверхневими охолоджувачами наддувного повітря та контурами регулювання його точки роси.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Crossley P.R. A Nonlinear Model for Drivetrain System Development”/ P.R. Crossle, J.A. Cook // *IEE International Conference 'Control 91'*, Conference Publication 332, vol. 2, 1991 - pp. 921-925.
2. MathWorks, (2021) Modeling Engine Timing Using Triggered Subsystems (R2020b). Режим доступу: <https://www.mathworks.com/help/simulink/sref/modeling-engine-timing-using-triggered-subsystems.html>
3. Roberto Cipollone Experimental assessment of engine charge air cooling by a refrigeration unit / Roberto Cipollone, Davide Di Battista, Diego Vittorini // *Energy Procedia*, vol. 126, 2017 - pp. 1067-1074. Режим доступу: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217337323>
4. Богданов М.С. Підвищення енергетичної ефективності морського судна в різних кліматичних умовах експлуатації трансформацією скидної теплоти./ М.С. Богданов, В.А. Голіков // Матеріали науково-технічної конференції молодих дослідників "Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт" 18 листопада 2020 р. – Одеса: НУ ОМА – 2020 р. - С.82–87.
5. DASILVA SMD94 climatology sea level specific humidity. Режим доступу: <http://iridl.ldeo.columbia.edu/SOURCES/.DASILVA/.SMD94/.climatology/.qsea/figviewer.html>
6. Elizabeth C. Kent A comparison of global marine surface-specific humidity datasets from in situ observations and atmospheric reanalysis / Elizabeth C. Kent, David I. Berry. // *INTERNATIONAL JOURNAL OF CLIMATOLOGY*, 2014, pp. 355–376 Режим доступу: <https://rmetsonline.wiley.com/doi/pdf/10.1002/joc.3691>