

УДК 629.5.03:621.436.052:681.518.54

doi: 10.32620/aktt.2020.6.03

Р. А. ВАРБАНЕЦЬ¹, В. Г. КЛИМЕНКО¹, Д. С. МІНЧЕВ², В. І. ЗАЛОЖ³,
В. І. КИРНАЦЬ¹, Н. І. АЛЕКСАНДРОВСЬКА¹

¹ Одеський Національний Морський Університет, Одеса

² Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв

³ Дунайський інститут Національного університету
«Одеська морська академія», Ізмаїл

ДІАГНОСТИКА ТУРБОКОМПРЕСОРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ЗА ДОПОМОГОЮ АНАЛІЗУ ВІБРОАКУСТИЧНОГО СПЕКТРУ

Метод, що розглядається в статті, полягає в аналізі віброакустичного сигналу, який генерується компресором газотурбонагнітача під час роботи дизеля під навантаженням. Спектральний аналіз показує, що лопатки компресора генерують коливання, які завжди присутні в спектрі загальної вібрації газотурбонагнітача незалежно від його технічного стану. Відповідна цим коливанням «лопаткова» гармоніка в спектрі визначається за допомогою методу обмежень. Розрахована миттєва частота обертання ротора газотурбонагнітача дозволяє проаналізувати амплітуду основної гармоніки в спектрі. Для чисельного аналізу амплітуди основної гармоніки усувається витік потужності дискретного спектру. Подальший аналіз амплітуди основної гармоніки дає можливість оперативно оцінити рівень вібрації ротора під час експлуатації. Першу частину експерименту було проведено на судновому головному дизелі 5S60MC при частоті обертання колінчастого валу 85 об/хв. Було проведено запис і аналіз віброакустичних сигналів турбонагнітача ТСА 66-20072. Аналіз показав можливість високоточного знаходження головної частоти обертання та відносної амплітуди коливань валу турбонагнітача. Другу частину експерименту було проведено на дослідному стенді, який базується на двигуні КамАЗ-740.10 з оригінальною системою наддуву. В якості агрегату наддуву використовується турбокомпресор типу ТКР-11. В результаті експерименту доведено, що метод діагностування роботи турбокомпресора, що базується на аналізі віброакустичного сигналу, може бути поширений і на турбокомпресори високообертових двигунів. При цьому в спектрі вимірюваного сигналу присутні яскраво виражені частоти, які дозволяють точно визначити частоту обертання колінчастого валу, а вимірювання сигналу ззовні компресора, близько до його корпусу, дозволяє так само точно отримати всі необхідні діагностичні ознаки, як і при вимірюванні сигналу безпосередньо на вході в колесо компресора. Метод може бути використаний на практиці. Для його реалізації досить смартфона і комп'ютера зі спеціальним програмним забезпеченням. Запропонований метод може бути закладений в основу системи постійного моніторингу частоти і рівня вібрації газотурбонагнітача морського дизеля.

Ключові слова: діагностика газотурбонагнітача; морський дизельний двигун; віброакустичний спектральний аналіз.

Вступ

Сучасні газотурбонагнітачі (Т/С) морських дизелів мають високий ступінь підвищення тиску в компресорі (π_k) до 4 і вище. Вони створюють великий тиск наддувочного повітря, забезпечуючи високу літрову потужність і економічну роботу морських дизелів з низькою емісією оксидів вуглецю та сажі [1]. Висока економічність дизелів MAN MC і MAN ME з реальною питомою ефективним витратою палива на рівні 160-170 г/кВт*год забезпечується, зокрема, великим тиском наддувочного повітря [2, 3]. При зниженні ефективності роботи турбонагнітача потужність і економічність дизеля різко падає, а рівень емісії оксидів вуглецю та сажі зростає [3, 7].

Допустимий рівень емісії шкідливих речовин при експлуатації морських дизелів обмежують сучасні вимоги International Maritime Organization (IMO) [5]. У зв'язку з тим, що переважна більшість морських транспортних суден різного класу має дизельні енергетичні установки, питання їх безпечного та ефективного використання є безумовно актуальним [4-7].

Під час експлуатації морських дизелів на режимах малих навантажень відбувається засмічення випускних колекторів продуктами неповного згорання. В результаті цього змінюється пропускна здатність випускних колекторів і характер внутрішнього перебігу газів перед лопатками газового робочого колеса турбонагнітача. При цьому можлива поява пульсацій, що призводить до коливань рото-

ра [8]. Підвищений рівень коливань ротора створює додаткові навантаження на підшипники газотурбонагнітача і знижує їх ресурс. В разі появи мікрodefектів підшипників рівень вібрації ротора ще більше збільшується, що може привести до важкої аварії [9].

Віброакустичний контроль газотурбонагнітача під час експлуатації дозволить виявити небезпечну тенденцію підвищення рівня вібрації ротора і вказати на необхідність очищення проточної частини [8-11]. У деяких випадках такий контроль допоможе запобігти аварії газотурбонагнітача, яка призведе до значного зниження потужності і ефективності роботи всього дизеля [1, 9-12].

На необхідність проведення оперативного періодичного контролю технічного стану газотурбонагнітачів під час експлуатації зазначали багато авторів [4-9]. При цьому швидка і оперативна діагностика під час експлуатації двигуна може бути пов'язана з контролем зовнішніх віброакустичних сигналів. У роботах [6, 13] зазначено, що в спектрі віброакустичних коливань газотурбонагнітача, незалежно від його технічного стану, завжди присутня гармоніка на «лопатковій частоті» компресорного колеса. Амплітуда «лопаткової гармоніки» компресора значно (в два, три і більше разів) перевищує рівень сусідніх гармонік в спектрі газотурбонагнітача. При цьому гармоніка на основній частоті обертання ротора газотурбонагнітача може мати незначну амплітуду і не виділятися на фоні шумів спектра [4]. Таким чином первинною при аналізі спектра газотурбонагнітача є «лопаткова гармоніка», яку можна виділити в спектрі за допомогою методу обмежень. В даній статті розглядається метод діагностики, який ґрунтується на визначенні «лопаткової» гармоніки в спектрі газотурбонагнітача, подальшому розрахунку основної частоти обертання ротора і подальшому аналізі амплітуди гармоніки на основній частоті. Рівень гармоніки на основній частоті характеризує загальний рівень коливань ротора газотурбонагнітача [10].

Розглянутий у статті метод може бути використаний на практиці. Для його реалізації, в більшості випадків, достатньо сучасного смартфона і комп'ютера зі спеціальним програмним забезпеченням. Метод полягає в аналізі віброакустичного сигналу, який генерується компресором газотурбонагнітача під час експлуатації дизеля під навантаженням.

1. Віброакустичний аналіз турбокомпресора ТСА 66 малооборотного дизельного двигуна

На судновому головному дизелі 5S60MC (рис. 2) [3] при частоті обертання колінчастого валу

85 об/хв було проведено запис і аналіз віброакустичних сигналів турбокомпресора ТСА 66-20072 [2], рис. 1. Ефективна потужність двигуна при цьому дорівнювала близько 4500 кВт, що відповідає 50 % від номінального навантаження. Очікувана при такій потужності частота обертання турбокомпресора: 10300 об/хв. Турбокомпресор ТСА 66-20072 має 22 лопатки на компресорному колесі (11 великих лопаток і 11 лопаток половинного розміру) [2].

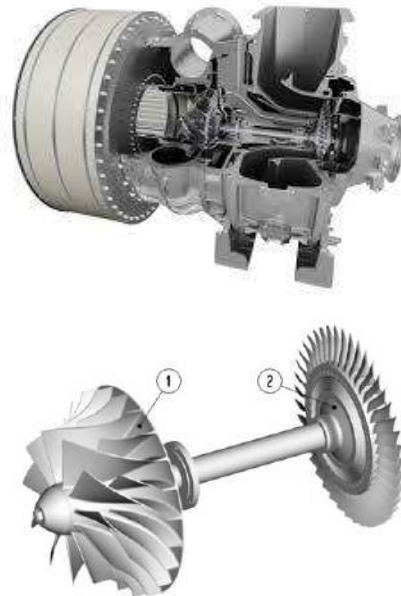


Рис. 1. Турбокомпресор ТСА 66-20072:
1 – колесо компресора, 2 – ротор турбіни [2]

Зазначені дані отримані за результатами морських випробувань головного двигуна 5S60MC (Official Test Data), таблиця 1.



Рис. 2. Головний двигун 5S60MC [3]

За даними офіційних випробувань (рис. 3) (Official Test Data), табл.1, побудована поліноміаль-

Таблиця 1

Офіційні дані випробувань для двигуна 5S60MC (Official Test Data) [3]

Load, kW	% MCR	Engine RPM	T/C RPM	T/C in t, °C	T/C out t, °C	P scav bar	P max bar	P comp bar	SFOC g/kWh
2208	25	66,1	6150	270	230	0,38	63	43	177,58
4407	49,9	83	9880	300	220	1,06	97,4	66,6	172,99
6621	75	95,4	12050	320	200	1,78	129,8	95	168,16
7937	89,9	101,5	13120	350	210	2,28	139,8	110,2	169,72
8824	99,9	105,3	13850	372	220	2,62	139,8	124	171,13
8820	99,9	105,1	13850	375	220	2,62	139,6	123,8	171,15
9673	109,5	108,2	14540	410	240	2,96	140	136	172,50

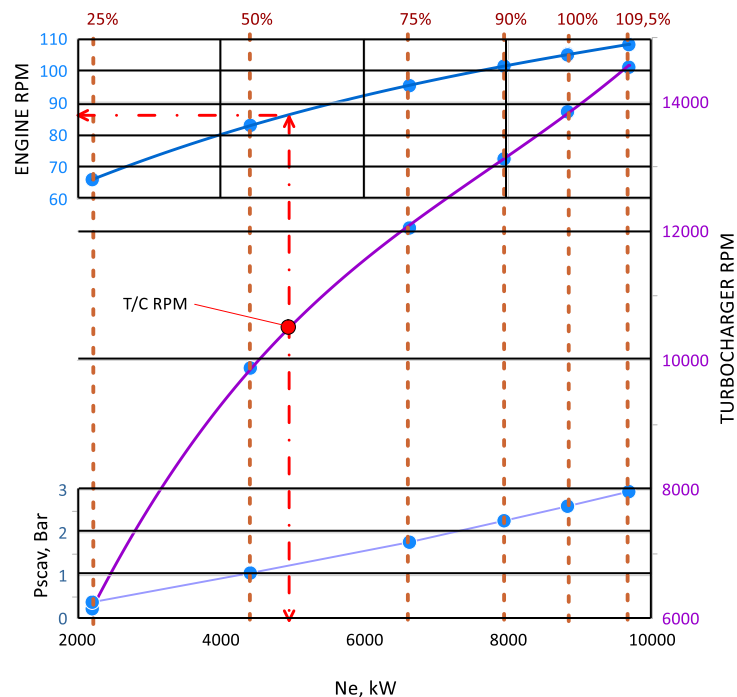


Рис. 3. Результати офіційних випробувань головного двигуна 5S60MC: обороти двигуна (Engine RPM), обороти турбокомпресора (Turbocharger RPM), тиск наддуву (P scav) [3]

Таблиця 2

Поліноміальна модель [5] $T/C \text{ rpm} = f(N_e, \text{kW})$

Equation type: T/C rpm =	$((\text{Degree3} * N_e + \text{Degree2}) * N_e + \text{Degree1}) * N_e + \text{Degree0}$
Coefficients:	Degree 0 = -25.8849715 Degree 1 = 3.508765178 Degree 2 = -0.0003549392173 Degree 3 = 1.531921627E-08
Model results:	Coefficient of determination, $R^2 = 0.999909$ Correlation coefficient, $R = 0.999954499$

на модель залежності частоти обертання турбокомпресора (T/C) від потужності двигуна, табл. 2.

Ця модель використовується на практиці для швидкої оцінки потужності двигуна за отриманою в результаті віброакустичного аналізу частоти обертання турбокомпресора (*speed of turbocharger*).

В результаті аналізу було підтверджено, що лопатки компресора турбоагнітатора генерують ко-

ливання, які присутні в спектрі загальної вібрації не залежно від технічного стану турбоагнітатора [5, 8, 9]. Спектральний аналіз, рис. 4, показав, що лопатки компресора генерують віброакустичний сигнал з частотою рівною частоті обертання ротора турбоагнітатора, помноженої на кількість лопаток:

$$\nu_b = n_b * T/C_{rpm} / 60, \quad (1)$$

$$\text{Max blade frequency } (v_{b \max}) = n_b * \text{max T/C rpm} / 60 = 22 \text{ blades} * 13850 \text{ rpm} / 60 = 5078 \text{ Hz},$$

$$\text{Min blade frequency } (v_{b \min}) = n_b * \text{min T/C rpm} / 60 = 22 \text{ blades} * 6150 \text{ rpm} / 60 = 2255 \text{ Hz}.$$

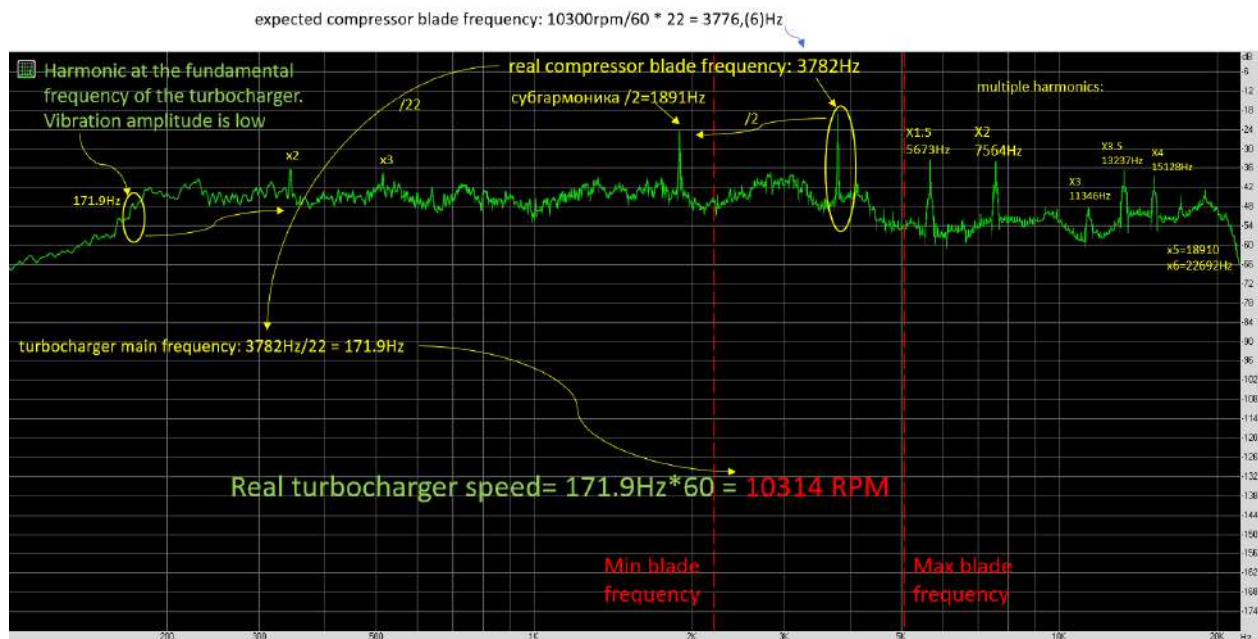


Рис. 4. Спектр віброакустичного сигналу турбокомпресора TCA 66-20072 на режимі 50 % навантаження двигуна 5S60MC (4500 кВт, 85 об / хв)

де v_b – лопаткова частота компресора турбоагнітатча, Гц;

n_b – загальна кількість лопаток компресора, шт;

T/C_{rpm} – частота обертання турбоагнітатча, хв⁻¹.

Якщо припустити, що поточний експлуатаційний режим менше 100% MCR і більше 25% MCR, то можна побудувати обмеження для визначення лопаткової частоти компресора турбоагнітатча двигуна 5S60MC.

В результаті, «лопаткову» гармоніку в віброакустичному спектрі турбоагнітатча слід шукати всередині отриманих обмежень (див. рис. 4):

$$v_{b \min} < v_b < v_{b \max}.$$

При проведенні експериментів (рис. 5) використовувався електретний мікрофон EM-4015-BC виробництва компанії *Soberton Inc.* [11]. Мікрофон має високу чутливість, широку смугу пропускання, вузьку діаграму спрямованості, малі спотворення і низький рівень шумів.

Аналіз спектру (див. рис. 4) показав, що реальна лопаткова частота дорівнює: 3782 Гц (Hz). Таким чином реальна основна частота обертання T/C дорівнює: 3782 Гц / 60 = 171,9 Гц.

Реальна частота обертання ротора газотурбоагнітатча TCA 66-20072 на даному навантажувальному режимі дорівнює: 171,9 Гц * 60 = 10314,5 хв⁻¹.

На основній частоті обертання (171,9 Гц) амплітуда гармоніки носить не виражений характер,

можна сказати, що вона знаходиться в зоні шумів спектра. Таким чином можна зафіксувати відсутність значних коливань ротора на основній частоті, що з великою вірогідністю характеризує нормальний стан підшипників та проточної частини газотурбоагнітатча.

Характерною особливістю TCA 66-20072 є наявність у віброакустичному спектрі кратних гармонік і субгармонік:

- субгармоніка $x_{0,5} = 1891$ Гц;

- кратні гармоніки $x_2 = 7564$ Гц, $x_3 = 11346$ Гц, $x_4 = 15128$ Гц, $x_5 = 18910$ Гц, $x_6 = 22692$ Гц.

Наявність кратних гармонік і субгармонік у віброакустичному спектрі може бути діагностичними ознаками, які будуть визначені після проведення експериментів з газотурбоагнітатчем під час експлуатації.

Спектральний аналіз віброакустичного сигналу, записаного з частотою 44,1 кГц, дозволяє аналізувати гармоніки з частотою до 22,05 кГц. Лопаткова частота компресорів більшості ГТН суднових двигунів менше майже в 2 рази.

Проаналізована в спектрі верхня частота обмежена характеристиками мікрофона. При цьому аналіз частоти можливий з кроком до 1 Гц. Таким чином, в результаті спектрального аналізу віброакустичного сигналу компресора газотурбоагнітатча

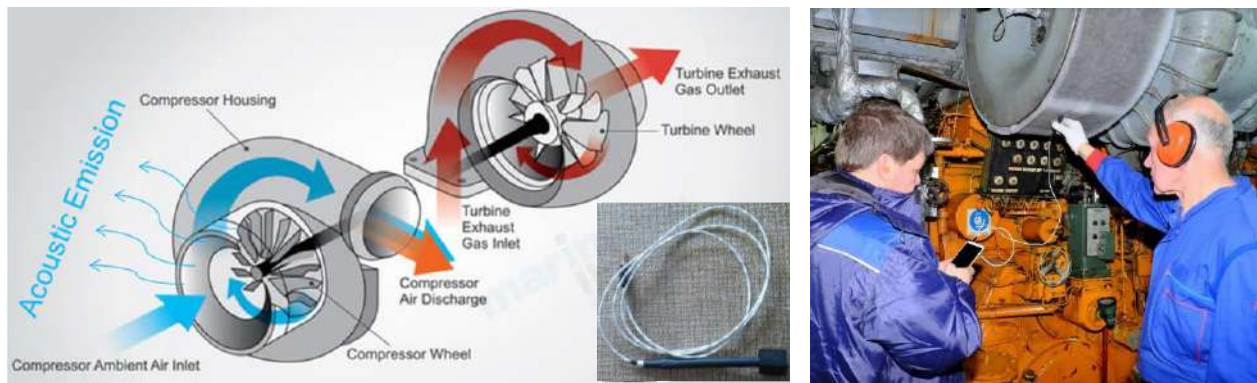


Рис. 5. Запис вібрації турбокомпресора за допомогою електретного мікрофона EM-4015-BC

максимальна абсолютна похибка визначення частоти обертання менше 1 хв-1. Така точність істотно вище точності штатних приладів, що дозволяє використовувати дану методику при визначенні миттєвої частоти обертання газотурбонагнітача, оцінки рівня коливань ротора і, в деяких випадках, навантажувального режиму двигуна.

2. Віброакустичний аналіз турбокомпресора ТКР-11 високообертового дизеля

Для турбокомпресорів суднових двигунів великої розмірності (діаметр циліндру більше 300 мм) був запропонований та довів свою ефективність метод діагностування, що полягає в аналізі спектру віброакустичного сигналу компресора [1, 13]. Сутність методу полягає в визначенні «лопаткової» гармоніки спектру – тобто частоти звукового сигналу, що генерується лопатками компресора при взаємодії з повітрям. З точки зору діагностування, важливим є той факт, що частота «лопаткової» гармоні-

ки є кратною до основної частоти обертання турбокомпресора. Таким чином, визначення частоти «лопаткової» гармоніки сигналу дозволяє визначити частоту обертання ротору турбокомпресора, а також проаналізувати наявні в спектрі субгармоніки та кратні гармоніки з метою виявлення додаткових діагностичних ознак.

З метою поширення даного методу на високообертові двигуни, в лабораторії ДВЗ НУК були проведені випробування на дослідному стенді, який базується на двигуні КамАЗ-740.10 з оригінальною системою наддуву [14]. В якості агрегату наддуву використовується турбокомпресор типу ТКР-11. Компресор турбокомпресора має 16 лопаток рівної довжини, турбіна турбокомпресора в штатному виконанні двоххідна, пристосована для функціонування в імпульсному потоці газів. При узгодженні турбокомпресора з поршневою частиною двигуна штатний сопловий апарат турбіни було замінено у відповідності до рис. 6, що дозволило отримати необхідну пропускну здатність турбіни.

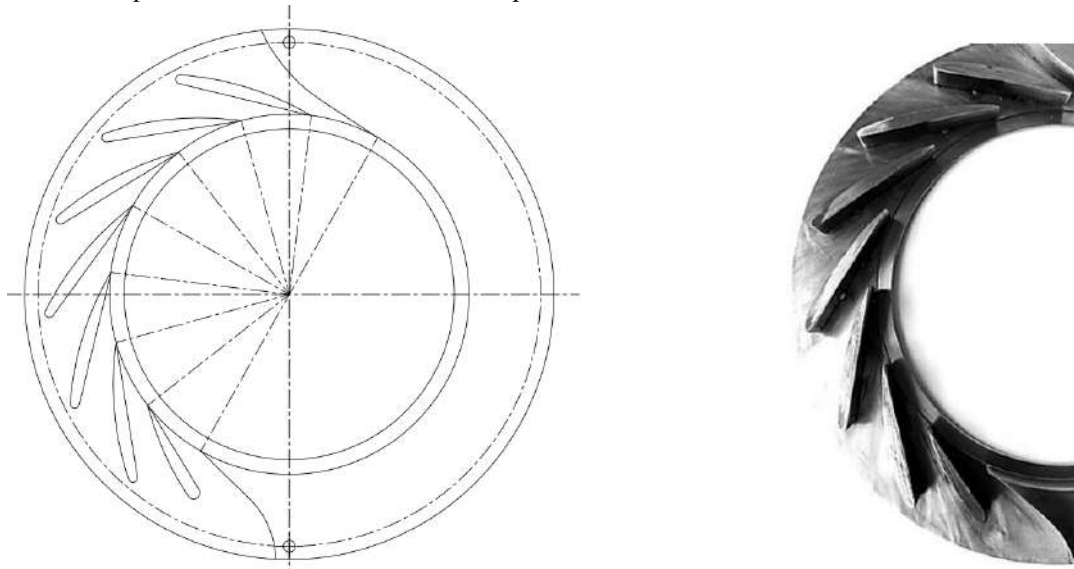


Рис. 6. Модифікований сопловий апарат турбіни турбокомпресора ТКР-11

Добре видно, що підведення випускних газів до робочого колеса турбіни здійснюється приблизно з сегменту 180° соплового апарату, а інша половина заглушена, що теоретично може призвести до підвищення вібрації ротору турбокомпресора та, в такому разі, знайти своє відображення в спектрі віброакустичного сигналу.

Максимальна частота обертання ротору турбокомпресора в умовах стенду становить близько 75000 хв^{-1} при ступені підвищенні надувного тиску $\pi_k = 2,1$, це значення може використовуватися в якості верхнього обмеження, якщо відсутні альтернативні засоби визначення частоти турбокомпресора.

На рис. 7 показана типова спектрограма віброакустичного сигналу турбокомпресора ТКР-11. Добре видно, що «лопаткова» гармоніка має яскраво виражений характер. В даному випадку $f_{\text{blades}} = 8809 \text{ Гц}$, що відповідає частоті обертання ротору турбокомпресора $f_{\text{TC}} = 8809/16 = 550,5 \text{ Гц} = 33030 \text{ хв}^{-1}$. Паралельне вимірювання частоти турбокомпресору штатним обладнанням дослідного стенду за допомогою індуктивного датчика дозволило визначити середню частоту турбокомпресора за період вимірювання $f'_{\text{TC}} = 33045 \text{ хв}^{-1}$, що доводить високу точність запропонованого методу. Слід зазначити, що при вимірюванні частоти обертання методом аналізу віброакустичного сигналу відсутня необхідність втручання в конструкцію двигуна, встановлювати додаткові датчики та вимірювальну

апаратуру. Достатньо записати аудіо сигнал з частотою дискретизації $44,1 \text{ кГц}$.

Амплітуда сигналу на основній частоті обертання ротору турбокомпресора в наведеному на рис. 6 прикладі є досить значною, що може бути діагностичною ознакою збільшеного рівня вібрацій ротору. В даному випадку збільшений рівень вібрацій ротору може пояснюватися вказаними вище особливостями підведення відпрацьованих газів до соплового апарату турбіни.

Особливістю віброакустичного сигналу турбокомпресора ТКР-11 є присутність гармонік, що є кратними частоті обертання колінчастого валу двигуна, які можуть бути пов'язані з роботою газорозподільного механізму, паливної апаратури, тощо. В наведеному прикладі чітко вираженими є гармоніки, що відповідають частоті $80,6$ та $161,2 \text{ Гц}$, які є кратними до частоти обертання колінчастого валу в 4 і 8 разів відповідно. Так, показання штатного електронного тахометра відповідали частоті колінчастого валу 1207 хв^{-1} , а частота, розрахована з використанням віброакустичного спектру, $161,2 \cdot 60 / 8 = 1209 \text{ хв}^{-1}$, що дозволяє досить точно визначати в тому числі і швидкість обертання колінчастого валу двигуна.

З точки зору практичного застосування даного методу важливим є питання раціонального вибору точки вимірювання сигналу. Очевидно, що найбільшу інтенсивність звукового сигналу на «лопатковій» частоті компресора слід очікувати безпосе-

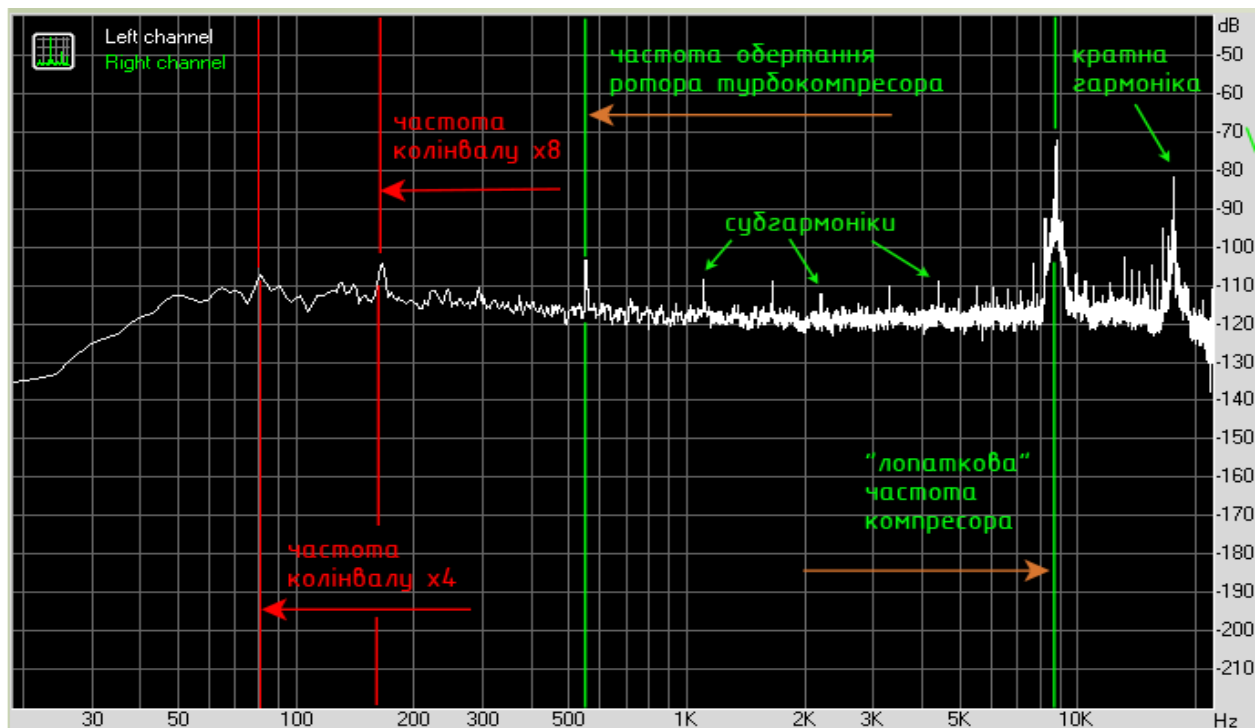


Рис. 7. Спектрограма віброакустичного сигналу турбокомпресора ТКР-11

редньо на вхідній ділянці компресора (таким чином отримана діаграма на рис. 7), але при цьому на високооборотних двигунах виникає необхідність часткового втручання в конструкцію впускного тракту для відповідного розміщення мікрофону. Крім того, розміщення мікрофона на всмоктуванні в компресор супроводжується інтенсивними аеродинамічними шумами, які можуть вплинути на отриману віброакустичну спектрограму. Отже, з метою визначення впливу точки вимірювання на отриману спектрограму, були здійснені додаткові експерименти, відповідно до рис. 8. Запис віброакустичного сигналу здійснювався в чотирьох точках: ззовні компресора на вхідній ділянці (точка 1), ззовні компресора на вихідній ділянці завитки (точка 2), на вході в приймаючу лемніскату (точка 3), та безпосередньо перед колесом компресора всередині приймаючого патрубку (точка 4). Остання точка використовувалася в

якості еталонного виміру.

На рис. 9 представлено спектрограму для точки 1. Добре видно, що вона має виражену гармоніку, що відповідає частоті обертання колінчастого валу двигуна. Це є прогнозованим при вимірюванні сигналу ззовні компресора. Проте всі точки дозволили з однаковою високою точністю виміряти «лопаткову» частоту компресора.

Аналіз спектрограм в точках 1-4 показав їх високу тотожність. Зокрема, на всіх спектрограмах присутні яскраво виражені гармоніки на основній частоті обертання ротору компресора (близько 549 Гц), що є важливим з точки зору діагностування агрегату наддуву.

Таким чином, в результаті експерименту доведено, що метод діагностування роботи турбокомпресора, що базується на аналізі віброакустичного сигналу, може бути поширений і на турбокомпресо-

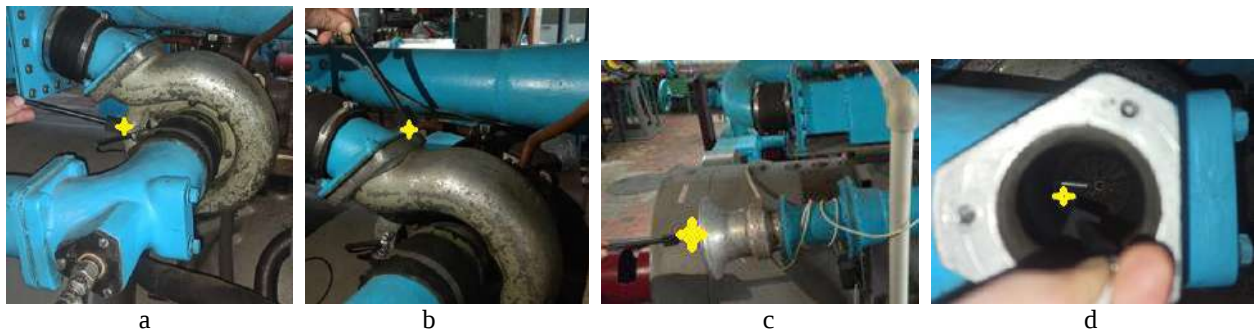


Рис. 8. Точки виміру аудіосигналу турбокомпресора ТКР-11:
а – точка 1, б – точка 2, с – точка 3, д – точка 4

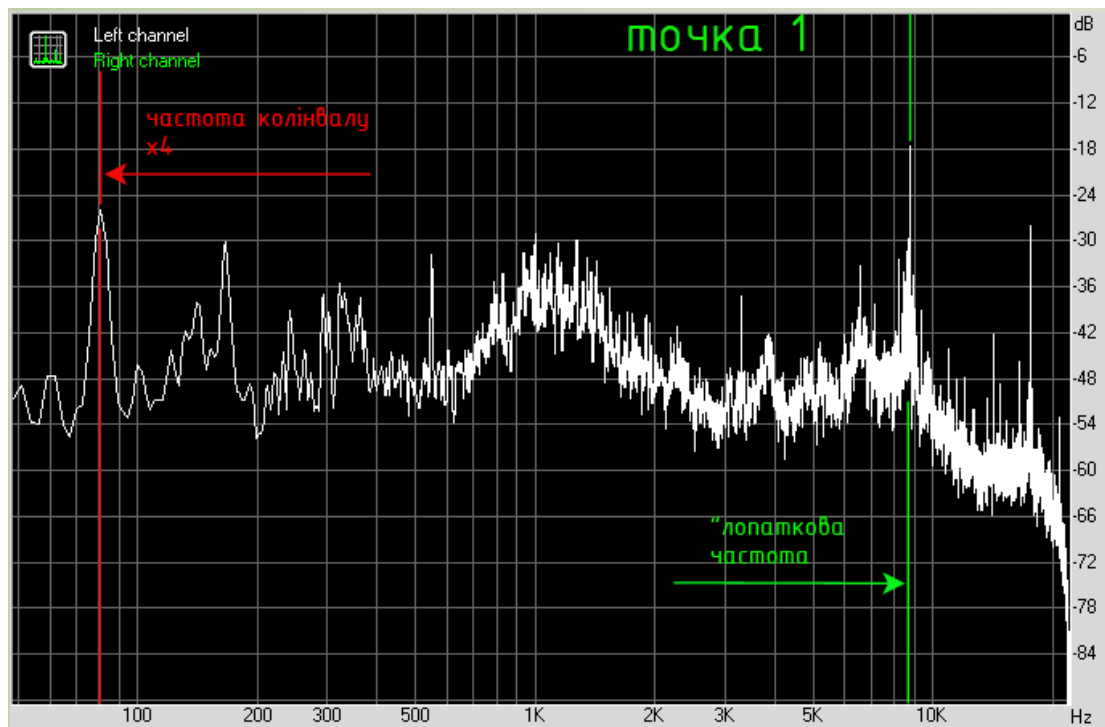


Рис. 9. Спектрограма віброакустичного сигналу компресора в точці 1

ри високооберткових двигунів. При цьому у спектрі вимірюваного сигналу присутні яскраво виражені частоти, які дозволяють точно визначити частоту обертання колінчастого валу, а вимірювання сигналу ззовні компресора, близько до його корпусу, дозволяє так само точно отримати всі необхідні діагностичні ознаки, як і при вимірюванні сигналу безпосередньо на вході в колесо компресора.

Висновки

Запропонований метод дозволяє визначати частоту обертання ротора турбокомпресора і рівень його вібрації шляхом визначення амплітуди гармонік віброакустичного спектру. Метод було перевірено експериментально на малооберткових та високооберткових дизелях. Алгоритм може бути реалізований в системі безперервного контролю турбокомпресора.

Очікувані характеристики запропонованої системи:

- постійний контроль частоти обертання турбокомпресора і рівня вібрації ротора;
- надійність і простота установки, оскільки датчик знаходиться в зоні низьких температур;
- висока точність визначення частоти обертання, що дозволяє контролювати загальне навантаження двигуна;
- зменшення вартості діагностичної системи газотурбонагнітача суднового дизеля.

Щоб визначити межі нормальних і аномальних рівнів вібрації ротора для різних типів турбонагнітачів, необхідні подальші дослідження. Можна зазначити, що віброакустичний спектральний аналіз турбокомпресора може бути проведено швидко в умовах експлуатації і не вимагає значних витрат.

Література

1. Varbanets, R. A. Turbocharged Marine diesel engine frequency parameters monitoring [Текст] / R. A. Varbanets, Y. M. Kucherenko // Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine equipment and technology. Astrakhan. - 2013. - № 1. - P. 103-110.
2. TCA Turbocharger Project Guide [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://turbocharger.mandieselturbo.com/> (дата звернення: 06.10.2020).
3. MAN B&W S60MC-C8.2-III Project Guide [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60MC-C8_2.pdf (дата звернення: 06.10.2020).
4. Solomatin, S. J. Foundations of technical diagnostics [Text] / S. J. Solomatin. – Odessa : ONMU, 2007. – 80 p.

5. Čampara, Leo. Overview of MARPOL ANNEX VI regulations for prevention of air pollution from marine diesel engines [Text] / Leo Čampara, Nermin Hamsanpahić, Srdjan Vujicic // SHS Web of Conferences, 2018. – Vol. 58. – Article No. 01004. DOI: 10.1051/shsconf/20185801004.

6. Zigelman, E. B. Study of Possibility for vibrodiagnostics of medium diesel generators [Text] / E. B. Zigelman, D. F. Skvortzov, I. A. Loshinin // Izvestiya vuzov. – 2013. – No. 6. – P. 42-48.

7. Heywood, John B. Internal combustion engine fundamentals [Text] / B. John Heywood. – New York : McGraw-Hill, 1988. – 930 p.

8. Kostyukov, V. N. Condition monitoring of reciprocating machines [Text] / V. N. Kostyukov, A. P. Naumenko // In: COMADEM 2009 – 22nd Intern. Congress of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management. San Sebastian (Spain): Fundacion TEKNIER. - 2009. – P. 113–120.

9. Naumenko, A. P. Real-time condition monitoring of reciprocating machines [Text] / A. P. Naumenko // In: The 6th Intern. Conf. on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies. – Dublin (Ireland), 2009. – P. 1202–1213.

10. ISO 10816 Series. Mechanical vibration -- Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.iso.org/standard/56782.html> (дата звернення: 26.09.2020).

11. EM-4015-BC, Analog Microphone Electret Condenser 1V ~ 10V Omnidirectional (-44dB ±3dB @ 94dB SPL) Solder Pads [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.soberton.com/em-4015-bc/> (дата звернення: 26.09.2020).

12. VTR564E32 ABB Turbo Systems [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://library.e.abb.com/public/18a4237f8f5b406e9a9a92aa74aeb501/ZTL2104.pdf> (дата звернення: 26.09.2020).

13. Varbanets, R. Analyse of marine diesel engine performance [Text] / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Tech : Gdansk University of Technology. – 2012. – P. 269–275.

14. Мінчев, Д. С. Експериментальні дослідження робочого процесу та характеристик дизельних двигунів. Навчальний посібник [Текст] / Д. С. Мінчев, А. В. Нагірний. – Миколаїв : Видавництво НУК, 2017. – 165 с.

References

1. Varbanets, R. A., Kucherenko, Y. M. Turbocharged Marine diesel engine frequency parameters monitoring, Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine equipment and technology. Astrakhan, 2013, no. 1, pp. 103-110.
2. TCA Turbocharger Project Guide. Available at: <https://turbocharger.mandieselturbo.com/> (Accessed 06.10.2020).

3. MAN B&W S60MC-C8.2-TII Project Guide. Available at: https://marine.man-es.com/applications/projectguides/2stroke/content/printed/S60MC-C8_2.pdf (Accessed 06.10.2020).

4. Solomatin, S. J. *Foundations of technical diagnostics*. Odessa, ONMU Publ., 2007. 80 p.

5. Čampara, Leo., Hasanspahić, Nermin., Vujicic, Srdjan. (2018). Overview of MARPOL ANNEX VI regulations for prevention of air pollution from marine diesel engines. *SHS Web of Conferences*, 2018, vol. 58, article no. 01004. DOI: 10.1051/shsconf/20185801004.

6. Zigelman, E. B., Skvortzov, D. F., Loshinin, I. A. (2013). Study of Possibility for vibrodiagnostics of medium diesel generators. *Izvestiya vuzov*, 2013, no. 6, pp. 42-48.

7. Heywood, John B. *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Publ., 1988, New York. 930 p.

8. Kostyukov, V. N., Naumenko, A. P. Condition monitoring of reciprocating machines. In: *COMADEM 2009. 22nd Intern. Congress of Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*. San Sebastian (Spain): Fundacion TEKNIER, 2009, pp. 113–120.

9. Naumenko, A. P. Real-time condition monitoring of reciprocating machines. In: *The 6th Intern. Conf. on Condition Monitoring and Machinery Failure Pre-*

vention Technologies. Dublin (Ireland), 2009, pp. 1202–1213.

10. ISO 10816 Series. *Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts*. Available at: <https://www.iso.org/standard/56782.html> (Accessed 26 September 2020).

11. EM-4015-BC, *Analog Microphone Electret Condenser 1V ~ 10V Omnidirectional (-44dB ±3dB @ 94dB SPL) Solder Pads*. Available at: <https://www.soberton.com/em-4015-bc/> (Accessed 26 September 2020).

12. VTR564E32 ABB Turbo Systems. Available at: <https://library.e.abb.com/public/18a4237f8f5b406e9a9a92aa74aeb501/ZTL2104.pdf> (Accessed 26 September 2020).

13. Varbanets, R., Karianskiy, A. Analyse of marine diesel engine performance. *Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects*, Gdansk, Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, 2012, Vol. 7, No. 1, pp. 269-275.

14. Minchev, D. S., Nagirnyj, A. V. Eksperimental'ni doslidzhennya robochoho protsesu ta kharakterystyk dyzel'nykh dvyhunyv. *Navchal'nyy posibnyk* [Experimental studies of the working process and characteristics of diesel engines. Tutorial], Mykolayiv, Vydavnytstvo NUK, 2017. 165 p.

Надійшла до редакції 16.10.2020, розглянута на редколегії 16.11.2020

ДИАГНОСТИКА ТУРБОКОМПРЕССОРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ АНАЛИЗА ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО СПЕКТРА

Р. А. Варбанець, В. Г. Клименко, Д. С. Минчев, В. И. Залож,
В. И. Кирнац, Н. И. Александровская

Метод, рассматриваемый в статье, заключается в анализе виброакустического сигнала, который генерируется компрессором газотурбоагнетателя во время работы дизеля под нагрузкой. Спектральный анализ показывает, что лопатки компрессора генерируют колебания, которые всегда присутствуют в спектре общей вибрации газотурбоагнетателя не зависимо от его технического состояния. Соответствующая этим колебаниям «лопаточная» гармоника в спектре определяется с помощью метода ограничений. Рассчитанная затем мгновенная частота вращения ротора газотурбоагнетателя позволяет проанализировать амплитуду основной гармоники в спектре. Для численного анализа амплитуды основной гармоники устраняется утечка мощности дискретного спектра. Дальнейший анализ амплитуды основной гармоники дает возможность оперативно оценить уровень вибрации ротора во время эксплуатации. Первая часть эксперимента была проведена на судовом главном дизели 5S60MC при частоте вращения коленчатого вала 85 мин⁻¹. Была проведена запись и анализ виброакустических сигналов турбоагнетателя ТСА 66-20072. Анализ показал возможность высокоточного нахождения частоты вращения и относительной амплитуды колебаний вала турбоагнетателя. Вторая часть эксперимента была проведена на опытном стенде, который базируется на двигателе КамАЗ-740.10 с оригинальной системой наддува. В качестве агрегата наддува используется турбокомпрессор типа ТКР-11. В результате эксперимента показано, что метод диагностирования работы турбокомпрессора, которые базируются на анализе виброакустического сигнала, могут быть распространены не только на турбокомпрессоры малооборотных двигателей, но и на турбокомпрессоры высокооборотных дизелей. При этом в спектре измеряемого сигнала присутствуют гармоники, частоты которых позволяют определять частоту вращения коленчатого вала. Также показано, что измерения сигнала вне компрессора, близко к его корпусу, позволяют так же точно получить все необходимые диагностические параметры, как и при измерении сигнала непосредственно на входе в колесо компрессора. Метод может быть использован на практике. Для его реализации достаточно смартфона и компьютера со специальным программным обеспечением. Предлагаемый метод может быть заложен в основу системы постоянного мониторинга частоты и уровня вибрации газотурбоагнетателя морского дизеля.

Ключевые слова: диагностика газотурбоагнетателя; морской дизельный двигатель; виброакустический спектральный анализ.

**DIESEL TURBOCHARGER DIAGNOSTIC WITH THE HELP
OF VIBROACOUSTIC SPECTRUM ANALYSIS****R. Varbanets, V. Klymenko, D. Minchev, V. Zalozh, V. Kyrnats, N. Alexandrovskaya**

The method considered in the article consists in the analysis of the vibroacoustic signal generated by the compressor of the gas turbocharger during the operation of the diesel engine under load. Spectral analysis shows that the compressor blades generate vibrations that are always present in the spectrum of the general vibration of a gas turbocharger, regardless of its technical condition. The "blade" harmonic in the spectrum corresponding to these oscillations is determined using the method of limitations. The then calculated instantaneous rotor speed of the turbocharger makes it possible to analyze the amplitude of the fundamental harmonic in the spectrum. For numerical analysis of the amplitude of the fundamental harmonic, the power leakage of the discrete spectrum is eliminated. Further analysis of the amplitude of the fundamental harmonic makes it possible to quickly assess the level of vibration of the rotor during operation. The first part of the experiment was carried out on a ship's main diesel engine 5S60MC at a crankshaft speed of 85 min⁻¹. The recording and analysis of vibroacoustic signals from the TCA 66-20072 turbocharger was carried out. The analysis showed the possibility of highly accurate determination of the rotational speed and the relative amplitude of the turbocharger shaft oscillations. The second part of the experiment was carried out on an experimental stand, which is based on a KamAZ-740.10 engine with an original pressurization system. A turbocharger of the TKR-11 type is used as a pressurization unit. As a result of the experiment, it was shown that the method of diagnosing the operation of a turbocharger, which is based on the analysis of a vibroacoustic signal, can be extended not only to turbochargers of low-speed engines, but also to turbochargers of high-speed diesel engines. In this case, the spectrum of the measured signal contains harmonics, the frequencies of which make it possible to determine the crankshaft rotation frequency. It is also shown that measuring the signal outside the compressor, close to its casing, makes it possible to obtain all the necessary diagnostic parameters as accurately as when measuring the signal directly at the inlet to the compressor wheel. The method can be used in practice. To implement it, a smartphone and a computer with special software are enough. The proposed method can be used as the basis for a system for continuous monitoring of the frequency and vibration level of a marine diesel engine turbocharger.

Keywords: turbocharger diagnostics; marine diesel engine; vibroacoustic spectral analysis.

Варбанець Роман Анатолійович – д-р техн. наук, проф., зав. каф. Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація, Одеський Національний Морський Університет, Одеса, Україна.

Клименко Валентин Григорович – асист. каф. «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація», Одеський національний морський університет, Одеса, Україна.

Мінчев Дмитро Степанович – канд. техн. наук, доц. каф. двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна.

Залож Віталій Іванович – канд. техн. наук, старш. викл. каф. Інженерних дисциплін, Дунайський інститут Національного університету «Одеська морська академія», Ізмаїл, Україна.

Кирица Владислав Іванович – канд. техн. наук, доц. каф. «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація», Одеський національний морський університет, Одеса, Україна.

Александровська Надія Ігорівна – канд. техн. наук, доц. каф. «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація», Одеський національний морський університет, Одеса, Україна.

Roman Varbanets – doctor of engineering sciences, full professor, head of department "The Marine Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: roman.varbanets@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6730-0380.

Valentin Klymenko – assistant of the Department "Ship Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: valiko.klim@gmail.com.

Dmytro Minchev – candidate of technical sciences, associate professor of the department of internal engines, installations and technical operation of the National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, Nikolaev, Ukraine, e-mail: misaidima@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5960-3063.

Vitalii Zalozh – candidate of technical sciences, lecturer in department of Engineering Sciences, Danube institute of National university «Odessa maritime academy», Izmail, Ukraine, e-mail: zalogh@ukr.net, ORCID Author ID: 0000-0002-5213-6896.

Vladislav Kyrnats – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Ship Power Plants and Technical Operation, Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: kirmacsvlad@gmail.com.

Nadezhda Alexandrovskaya – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Ship Power Plants and Technical Operation", Odessa National Maritime University, Odessa, Ukraine, e-mail: a.nadegda@gmail.com, ORCID: 0000-0001-6591-2068.