

10.31653/smf45.2022. 109-115

Веретеннік О. М., Кардашев Д. Л., Аболешкін С. Є.

Національний університет «Одеська морська академія»

НАТУРНІ ВИПРОБУВАННЯ ВИМІРЮВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СУДНОВОГО ВАЛОПРОВОДУ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Починаючи з 2001 року всі судна, які знаходяться в експлуатації, підлягають випробуванням на крутильні коливання валопроводів та роторів генераторів згідно стандарту ISO 3046-5 [1]. Ці випробування складаються з двох частин: розрахункової, що дає можливість отримати відносні амплітуди крутильних коливань інертних мас та натурних вимірювань, що дозволяє отримати фактичну амплітуду коливань інертної маси на який встановлено вимірювальний прилад. Для нових суден розрахункову частину, як правило, виконують суднобудівні компанії, а другу частину - на ходових випробуваннях.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні існують та розробляються способи та пристрої вимірювання дотичного напруження, кутів закручування, кутової швидкості та кутового прискорення із перетворенням вимірюваної величини в електричний аналоговий чи цифровий інформаційний сигнал, наприклад [2-5]. На світовому ринку пропонуються для використання оптичні вимірювальні системи, але продовжуються роботи по створенню вимірювальних діагностичних комплексів в яких датчики (сенсори) працюють на інших фізичних принципах. Цікавою є робота [3] в якій спостерігається за зміною імпедансу вихрових токів, що наводяться в металі валопроводу при його обертанні разом із коливальними процесами.

Постановка завдання. На підставі вищезначеного, наявності власного розрахункового комплексу, запатентованого способу виміру [6] та розробленої методики вимірювань [7,8] є доцільним проведення суднових натурних випробувань вимірювального приладу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Судно 1981 року побудови (Фінляндія) призначене для перевезення генеральних вантажів (рис.1 а).

Силова установка (рис. 1 б) двохвальна. Кожна лінія валу складається з головного двигуна, еластичної муфти, проміжних і гребного валів, а також гребного гвинта фіксованого кроку.

Головний двигун 6ЧРН 36/45, чотиритактний, рядний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддуванням та проміжним охолодженням.



а)



б)

Рис. 1. Зовнішній вигляд а) судна та б) силової установки

Потужність номінальна N_e , кВт (л.с.).....	662 (900)
Частота обертання номінальна n , об/хв	375
Частота обертання максимальна n_{\max} ,.....	386
Частота обертання мінімально-стійка, об/хв	115
Число циліндрів Z_c	6
Діаметр циліндра D_1 , м	0,36
Хід поршня S , м	0,45
Порядок спалахів:	1-5-3-6-2-4
Радіус кривошипа R , м	0,225
Діаметр рамової шийки d_1 ,м.....	0,300
Діаметр шатунної шийки d_2 ,м	0,250
Середній ефективний тиск P_e , МПа.....	0,77
Максимальний тиск згоряння P_z , МПа.....	7,36
Степінь стиснення ϵ	12
<i>Демпфер крутильних коливань силіконовий.</i>	
Ефективний момент інерції демпфера θ_d , кгм ² ...	62,0409
Еластична муфта EZS 195-1501 «VULKAN».	
Момент інерції ведучої частини θ_1 ,кгм ²	14,96
Момент інерції відомої частини θ_2 , кгм ²	4,25
<i>Гребний гвинт фіксованого кроку (ГФК).</i>	
Діаметр D_2 , м.....	1,55
Кількість лопатей Z_L	4
Крок H , м.....	1,55
Дискове відношення A/A_d	0,68

З використанням власного розрахункового комплексу на основі даних суднової документації були розраховані моменти інерції дискретних мас, податливості ділянок валопроводу, побудована теоретична індикаторна діаграма та обчислені гармонійні коефіцієнти для визначення гармоніки збуджуючого моменту відповідного порядку. Динамічні характеристики коливальної схеми наведені в таблиці 1. Власні частоти та вектори коливальних станів системи визначались як рішення задачі на власні функції та власні значення динамічної матриці.

Таблиця 1. Динамічні характеристики коливальної схеми

№	Найменування	Момент інерції I , кг*м ²	Податливість e_i , рад/ Нм $\cdot 10^{-8}$	Діаметр ділянки вал, м
1	Демпфер	14,96/4,25	0,94	0,25
2-7	Циліндри № 1-6	39,044	1,47	0,25
8	Шестерня	10,8	1,2	0,25
9	Маховик	140,6	0,4	0,31
10	Проміжний вал	2,51	110,43	0,19
11	Гребний вал	0,12	44,9	0,19
12	ГФК	3,15	-	-

В результаті розрахунків було побудовано графік розвитку крутильних коливань та виявлено резонанс 12-го порядку трьохвузлової «моторної» форми коливань з частотою $N_3 = 61,6$ Гц ($n_{12} = 308$ кол/хв). Вузол знаходиться на ділянці колінчатого валу (КВ) між четвертим та п'ятим циліндрами (рис.2 а).

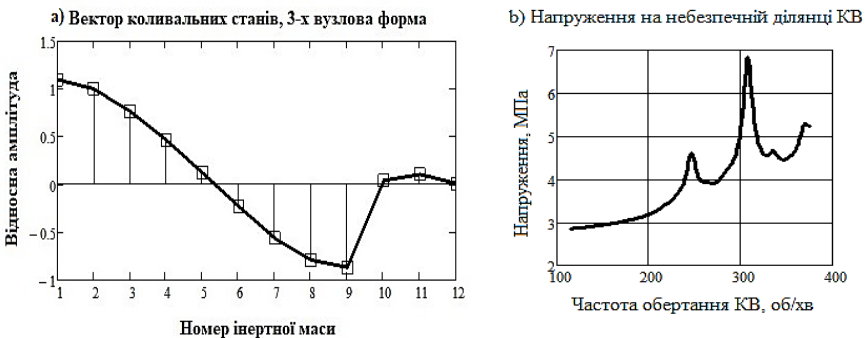


Рис. 2. Результати розрахунків: а) вектора коливальних станів; б) дочтичного напруження

На рисунку 2 б наведено результати розрахунку дотичного напруження на цій ділянці. Можна бачити, що величина напруження в резонансній області значно менше допустимої, яка за вимогами Регістру не повинні перевищувати 22,65 МПа. Тому заборонених зон немає.

Натурні випробування вимірювального приладу проводились під час закінчення ремонтних робіт на судні на швартових. В цих умовах вдалося досягнути тільки 200 об/хв частоти обертання КВ без загрози розмиття ґрунту біля причалу. Крім того, єдиним вільним місцем для встановлення вимірювальної частини приладу (рис. 3а) був проміжний вал (рис 3б). Запис даних проводився дистанційно на чотирьохканальному цифровому осцилографі з одночасною реєстрацією рівня шуму по одному з каналів.



Рис. 3. Зовнішній вигляд: а) вимірювального пристрою; б) місця установки вимірювальної частини приладу на валопроводі.

Підконтрольною Регістру характеристикою є дотичне напруження яке можна отримати за формулою

$$\tau = \frac{\theta_i \cdot \varepsilon_i}{W}$$

де τ - дотичне напруження скручування ділянки i ; W - полярний момент опору поперечного перетину ділянки; θ_i - момент інерції; ε_i - кутове прискорення відповідної зосередженої маси.

Для визначення залежності напруги скручування від часу використовувалась робоча формула

$$\tau = \frac{\theta \cdot g \cdot (U(t) - u_{uu}(t))}{\lambda \cdot R \cdot K_f \cdot W} \quad (1)$$

де $\theta=13,53 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції маси на якій встановлений вимірювальний прилад,

$g = 9,81, \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$U(t)$ – вихідний сигнал осцилографа, мВ;

$u_{\text{ш}}(t)$, мВ – сигнал шуму приймально-передавального тракту;

$R=0,265 \text{ м}$ – відстань акселерометра від осі обертання;

$K_f=0.7$ - коефіцієнт нелінійності АЧХ приймально - передавального тракту;

$\lambda = 6,5 \text{ мВ/г}$ – чутливість акселерометра;

$W = 1,35 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ -полярний момент опору перетину ділянки.

На рис. 4.а показано теоретично розрахований розвиток дотичного напруження в місті вимірювання, на рис. 4.б – фрагмент результатів вимірювань, які перераховані за формулою (1) на частоті обертання КВ 150 об/хв. Різкі імпульси великої амплітуди сформовані датчиком фіксуючим один оберт КВ.

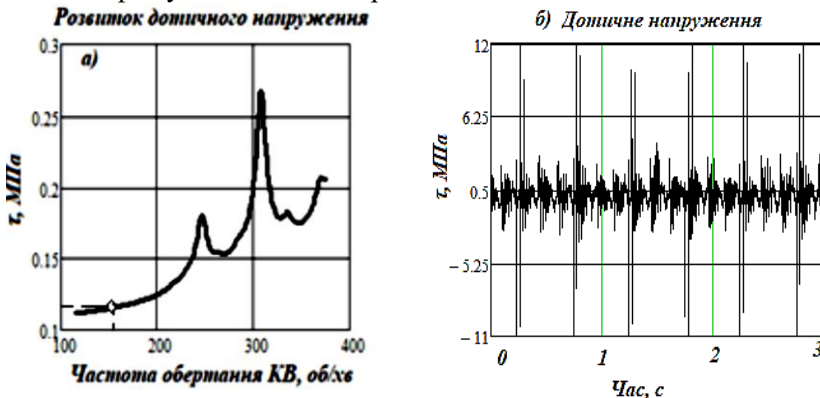


Рис. 4. Дотичне напруження на ділянці проміжного валу: а) теоретичний розрахунок; б) результати вимірювань напруження на при частоті обертання КВ 150 об/хв

Можна бачити, що теоретичні та експериментальні данні є корельованими, але методика вимірювань ще потребує удосконалення по усуненню впливу випадкових факторів (електромагнітного шуму, вібрації корпусу судна, дріб'язку незатягнутих кріплень, та інш.) з метою відфільтрування корисного сигналу. Але безумовною перевагою даної методики є мобільність, можливість встановлення апаратури у будь-якому доступному для вимірювань місті. Крім того вона не потребує тривалих ходових суднових випробувань.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Достовірність результатів обчислень власного розрахункового комплексу перевірена попереднім порівнянням власних розрахунків з ро-

зрахунками крутильних коливань проведеними суднобудівними компаніями HUNDAY, STX, MAN B&W виконаними для сучасних суден.

Натурні випробування приладу є обладйливими та при додаткових випробуваннях та проведенні гармонійного аналізу їх результатів можна досягнути достатньої для потреб Органу нагляду (Морського Регістру України) ступені достовірності.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. International standard ISO 3046-5: Reciprocating internal combustion engines-Performance- Part 5: Torsional vibrations.- 2001. - p.1-10.

2. Lin, Terry, Tan, Andy, Howard, Ian, Pan, Jie, Crosby, Peter, & Mathew, Joseph (2011) Development of a diagnostic tool for condition monitoring of rotating machinery// In Hardwick, J (Ed.) Proceedings of the 15th Annual ICOMS Asset Management Conference 2011: Deliver Business Improvement through Asset Management. Asset Management Council Limited, Australia, P. 1-9.

3. Jin-Suk Sun, Tae-Min Han, Kang-Ki Lee, Ue-Kan Kim A Study on the Measurement and Analysis of Whirling Vibration Behavior of Marine Propulsion Shafting System using Gap-sensors //Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 2015.-Vol. 39, № 2, P. 130-135.
<http://dx.doi.org/10.5916/jkosme.2015.39.2.130>.

4. Xiaowei Xu, Zhenxing Liu, Jiangdong Wu, Jiaming Xing and Xiaoqing Wang Misfire fault diagnosis of range extender based on harmonic analysis // International Journal of Automotive Technology, 2019.- Vol. 20, №. 1, P. 99–108. DOI 10.1007/s12239–019–0009–8.

5. Drewing S., Abramczyk N., Żuk D. Analysis of changes in the angular velocity of the crankshaft of the marine engine for diagnosing the wear and location the failure of the fuel injection system //Mechanics and Mechanical Engineering, 2021.- Vol. 25, №1, P.72-76.
<https://doi.org/10.2478/mme-2021-0010/>

6. Спосіб виміру миттєвих значень кутового прискорення та кутової швидкості обертання вала: пат на корисну модель UA № 124689, заявл. 13.07.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8, 4с.

7. Веретеннік О.М., Кардашев Д. Л., Аболешкін С. Є. Методика вимірювання миттєвих значень кутового прискорення при крутильних коливаннях суднового валопроводу // Суднові енергетичні

установки: наук. -техн. зб. – 2018. – Вип. 38. – Одеса : НУ «ОМА».– С. 55-60.

8. O Veretennik, D Kardashev, S Aboleshkin Design of detector of internal combustion engine's crankshaft torsional vibrations based on accelerometer method // Proceedings of the 3rd annual conference: Technology transfer: fundamental principles and innovative technical solutions, Tallinn. - 2019.- P. 45-47.