

РОЗВИТОК КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ВАЛОПРОВОДА НА ЧАСТКОВИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЯ

О. М. Веретеннік, Д. Л. Кардашев, С. Є. Абоleşкін
Національний університет «Одеська морська академія»

***Анотація:** Одним із заходів по зменшенню шкідливих викидів для суден, що знаходяться в експлуатації, є зниження питомої витрати пального, працюючи на знижених потужностях головної енергетичної установки. В роботі розглянуто, як саме відбивається такий режим роботи пропульсивної установки на коливальному стані суднового валопроводу.*

***Ключові слова:** дизелі, робочий процес, моделювання, крутильні коливання.*

THE CRANKSHAFT TORSIONAL VIBRATION DEVELOPMENT ON PARTIAL MODES OF SHIP DIESEL OPERATION

O. Veretennik, D. Kardashev, S. Aboleshkin
National University "Odesa Maritime Academy"

***Abstract:** For ships operating at reduced capacities of the main power plant one of the ways to reduce harmful emissions is to reduce the specific fuel consumption. The influence of the operation of the main power plant on the change in torsional vibrations of the ship's shafting is considered in the presented materials*

***Keywords:** diesel engines, working process, modeling, torsional vibrations.*

У новій редакції Додатка VI до конвенції МАРПОЛ [1] сформульовані заходи по запобіганню забруднення атмосфери шкідливими речовинами. Одним із заходів по зменшенню шкідливих викидів для суден, що знаходяться в експлуатації, є зниження питомої витрати пального, працюючи на знижених потужностях. Але потрібні додаткові дослідження – як відбивається такий режим роботи пропульсивного комплексу на коливальному стані суднового валопроводу [2]. Для відповіді на це питання нами запропоновано комплексну розрахунково-математичну модель, в якій моделювання робочого процесу на часткових режимах роботи суднового дизеля є базою для моделювання розвитку крутильних коливань суднового валопроводу.

Робочий процес двигуна внутрішнього згорання є сукупністю складних фізико-хімічних і газодинамічних процесів, в результаті яких теплова енергія газів палива, яке згоріло в циліндрі, перетворюється в механічну енергію та встановлює взаємозв'язок між основними техніко-експлуатаційними характеристиками двигуна: конструктивними параметрами, потужністю, коефіцієнтом корисної дії, режимними показниками.

У зв'язку з широким впровадженням в наукову і інженерну практику сучасних електронних обчислювальних машин, з'явилася можливість створити і

застосувати на практиці методи розрахунку робочого процесу двигуна, що використовують фундаментальні рівняння термодинаміки, газодинаміки, математичного аналізу, а також сучасні експериментальні дані, накопичені в багаточисельних дослідженнях різних ділянок робочого процесу. При цьому на перший план виступає вже не складність обчислень операцій, а доцільність вибраних залежностей і можливість найбільш всебічного дослідження явища. Сукупність аналітичних залежностей дає метод розрахунку, що є основою для створення математичної моделі.

Під математичною моделлю фізичного явища розуміють сукупність замкнутих систем рівнянь, кожне з яких встановлює, з відомою мірою адекватності, кількісний зв'язок між окремими явищами, що в сумі дозволяє якнайповніше розкрити сутність явища, що вивчається, в цілому.

Для математичного опису процесу зміни параметрів робочого тіла в циліндрі дизеля при закритих органах газорозподілу були використані [3]:

- рівняння першого закону термодинаміки в диференціальній формі;
- рівняння співвідношення компонентів (масовий баланс) робочого тіла в циліндрі;
- рівняння стану робочого тіла в циліндрі.

Розрахунок індикаторного процесу проводився програмним комплексом INDIC в середовищі PASCAL, розробленим на кафедрі суднових енергетичних установок НУ «ОМА».

При виборі вихідних даних використовувались дані ходових випробувань судна (табл. 1) та технічна документація на двигун 7S60MC-C фірми HYUNDAI-MAN B&W [4] (дані наведені в табл. 2).

Результати моделювання робочого процесу для різних режимів навантаження двигуна наведені на рис. 1.

Розрахунок розвитку крутильних коливань валопровода для порядку спалахів в циліндрах 1-7-2-5-4-3-6, із використанням даних моделювання індикаторного процесу та даних табл. 2 [4], проводився програмним комплексом TORS_VIBR розробленим на кафедрі теоретичної механіки НУ «ОМА».

Таблиця 1 – Дані ходових випробувань судна [4]

Дані	Одиниця виміру	Навантаження, %			
		25	50	75	100
Потужність	кВт	3236	6297	9404	12576
Частота обертання кол. вала	об/хв	61,8	77,9	89,1	98,1
Макс. тиск згоряння, $P_{\max}$	МПа	6,79	10,04	13,36	14,79
Тиск наддув. повітря	МПа	0,040	0,102	0,171	0,241
Питома витрата палива	г/кВт*год	180,1	172,4	167,9	172,9

Таблиця 2 – Характеристики валопроводу [4]

№ маси	Найменування зосередженої маси	Момент інерції маси, кг*м ²	Жорсткість ділянки, МНм/рад	Діаметр ділянки валопроводу зовн/внутр., мм
1	Фланець	546,00	1639,40	720,0/150,0
2	Циліндр № 1	11447,00	1404,50	720,0/150,0
3	Циліндр № 2	11447,00	1459,80	720,0/150,0
4	Циліндр № 3	11447,00	1351,40	720,0/150,0
5	Циліндр № 4	11447,00	1353,20	720,0/150,0
6	Циліндр № 5	11447,00	1457,70	720,0/150,0
7	Циліндр № 6	11447,00	1499,20	720,0/150,0
8	Циліндр № 7	11447,00	1901,10	720,0/150,0
9	Привід ГРМ	3608,00	2739,70	720,0/150,0
10	Маховик	6337,00	51,60	485,0/0,0
11	Фланець	513,00	160,90	590/0,0
12	ГФК	79613,70	---	---

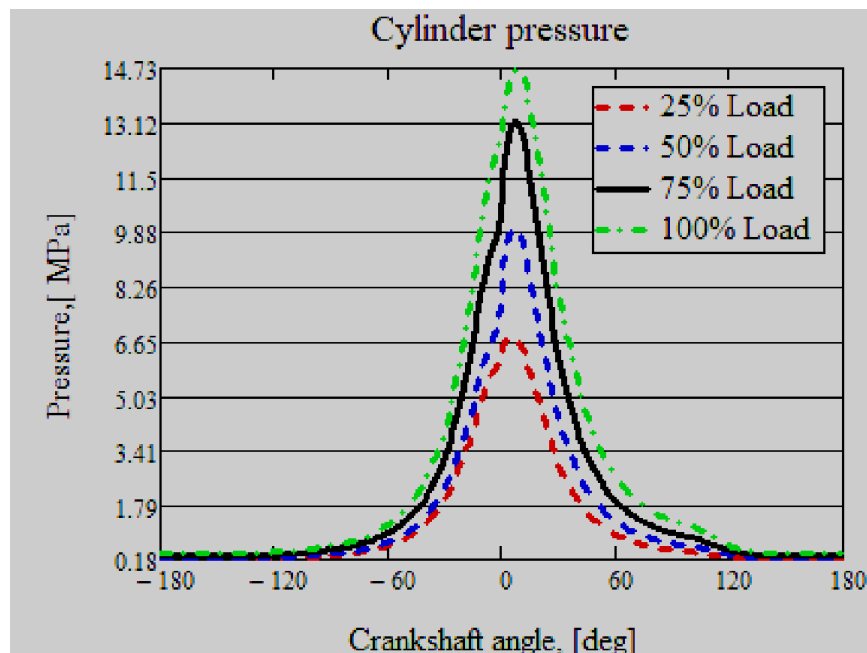


Рисунок 1 – Модель робочого процесу двотактного двигуна 7S60MC-C

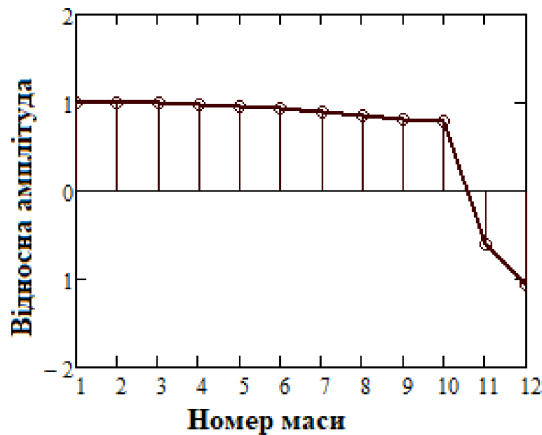
На рис. 2 приведені вектори коливальних станів мас валопровода для:

- а) одновузлової форми коливань з частотою 280 кол/хв (найбільш напружена ділянка – проміжний вал між 10-ю та 11-ю масами); б) двохвузлова форма коливань з частотою 1349,2 кол/хв (найбільш напружена ділянка колінчастого вала головного двигуна між п'ятим та шостим циліндрами).

На рис. 3. наведені результати розрахунку сумарних напружень на найбільш напружених ділянках валопровода в залежності від частоти обертання колінчатого вала (розвиток крутильних коливань) для тих самих форм крутильних коливань. Затемненим кольором виділені зони критичних обертів: 35–43 об/хв та 85–98 об/хв. Червоною кривою відбито границю допустимих напружень τ_1 , крапками – границю допустимих максимальних напружень τ_2 .

Одновузлова форма коливань
($N_1=280$ кол/хв)

а



Двохвузлова форма коливань
($N_2=1349,2$ кол/хв)

б

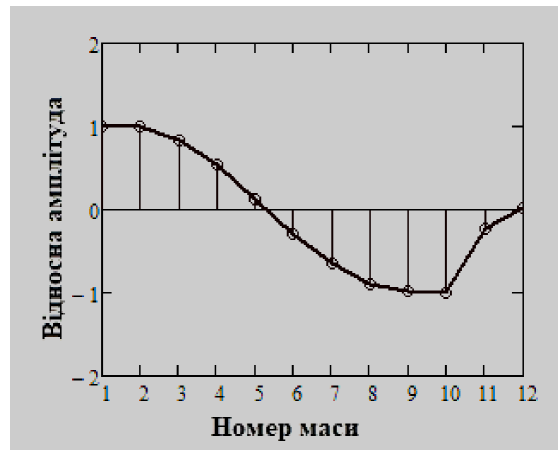
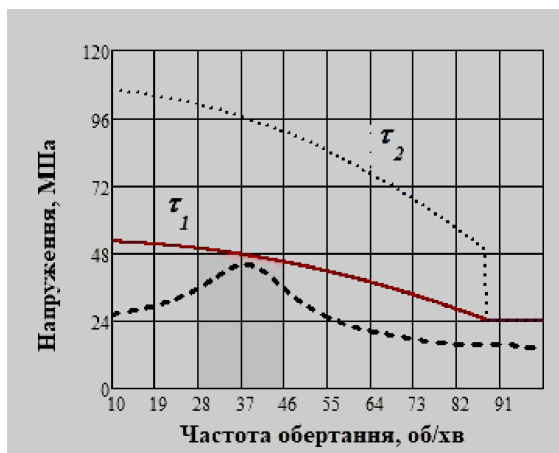


Рисунок 2 – Вектори коливальних станів для двох форм коливань

а



б

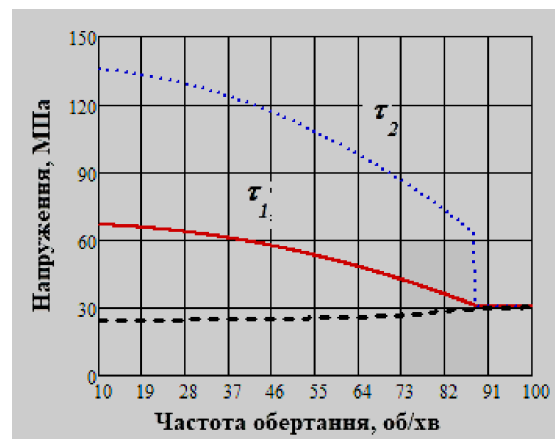


Рисунок 3 – Напруження на найбільш напружених ділянках валопроводу

Висновки. В результаті модельних розрахунків отримано наступне:

- визначені найбільш напружені ділянки валопровода та напруження на цих ділянках в залежності від навантаження головного двигуна;
- при частоті одновузлової форми коливань (280 кол/хв) небезпечним для гребного вала по допустимих напруженнях при нормальній роботі циліндрів є

7-ий порядок, що потребує назначення забороненої зони в діапазоні 36–44 об/хв;

– при двохвузловій формі крутильних коливань валопроводу з частотою 1349 кол/хв небезпечним для колінчатого вала на ділянці між п'ятим та шостим циліндрами по допустимих напруженнях є 15-ий порядок, що потребує назначення додаткової забороненої зони в діапазоні 85–98 об/хв.

Таким чином, при вживанні заходів по зменшенню шкідливих викидів шляхом зниження питомої витрати пального для двигунів, які працюють на знижених потужностях потрібні додаткові дослідження розвитку крутильних коливань суднового валопровода з метою визначення небезпечних ділянок та зон критичних обертів.

ЛІТЕРАТУРА

1. MARPOL Annex VI: <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Air-Pollution.aspx>
2. Torsten Ph. Influence of Emissions Reduction and Fuel Saving on Torsional Vibrations. Torsional Vibrations. Salzburg Austria Symposium, Special Edition MTZ, April 2014, pp. 34–39.
3. Hohenberg G. Berechnung des Grasseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren // MTZ. – 1980. – 41. – N 7/8. – P. 321–326.
4. HYUNDAI-MANB&W Final drawing for main engine / Engine Development & Engineering dep't, Doc. № A14-285713-7.1, 2010, pp. 1–9.

Веретеннік Олександр Михайлович д.т.н., професор, професор кафедри «Суднові енергетичні установки» Національного університету «Одеська морська академія». ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5413-6905>; vamod@ukr.net.

Кардашев Дмитро Леонідович к.ф.-м.н., доцент кафедри «Теоретична механіка» Національного університету «Одеська морська академія». ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2201-2294>; dlkardashev@ukr.net.

Аболєшкін Сергій Євгенович к.т.н., доцент кафедри «Суднові енергетичні установки» Національного університету «Одеська морська академія». ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6135-7332>; gsea@i.ua.