

УДК 629.5.015.4:624.03

Э.П. Лукаш, М.И. Партолога

#### РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ВИБРАЦИИ БУКСИРА LINZ

*Приведен пример практического применения комплексного расчетно-экспериментального анализа напряженно-деформированного состояния корпусных конструкций буксира при действии статических и динамических нагрузок. Результаты анализа использовались при обосновании технических решений.*

**Ключевые слова:** корпусные конструкции, вибрация, усталостные повреждения.

*Наведений приклад практичного застосування комплексного розрахунково-експериментального аналізу напружено-деформованого стану конструкцій корпусу під дією статичного та динамічного навантаження. Результати аналізу було використано для підтримки технічних рішень.*

**Ключові слова:** конструкції корпусу, вібрації, втома пошкодження.

*An example of the practical application of the comprehensive settlement and experimental analysis of stress-strain State of hull constructions tug under the action of static and dynamic loads. The results of the analysis were used to support technical decisions.*

**Keywords:** hull design, vibration, fatigue damage.

В настоящее время наблюдается относительный рост объемов усталостных повреждений корпусных конструкций, особенно скоростных судов и судов смешанного река-море плавания (СПП). Скоростные суда в период эксплуатации испытывают значительные ударные нагрузки, а сравнительно гибкие суда СПП подвержены действию дополнительных динамических изгибающих моментов, соизмеримых по величине с амплитудой квазистатических волновых моментов. Приближение срока эксплуатации судов к предельному способствует повышению вероятности усталостных отказов конструкций, что подчеркивает целесообразность разработки более совершенных методов расчетного анализа динамических параметров судовых конструкций [1].

Рассматриваемое судно (год постройки 1970 – Австрия) до 2016 года эксплуатировалось на Дунае в качестве буксира на линии Измаил-Линц (рис.1).

---

© Лукаш Э.П., Партолога М.И., 2017

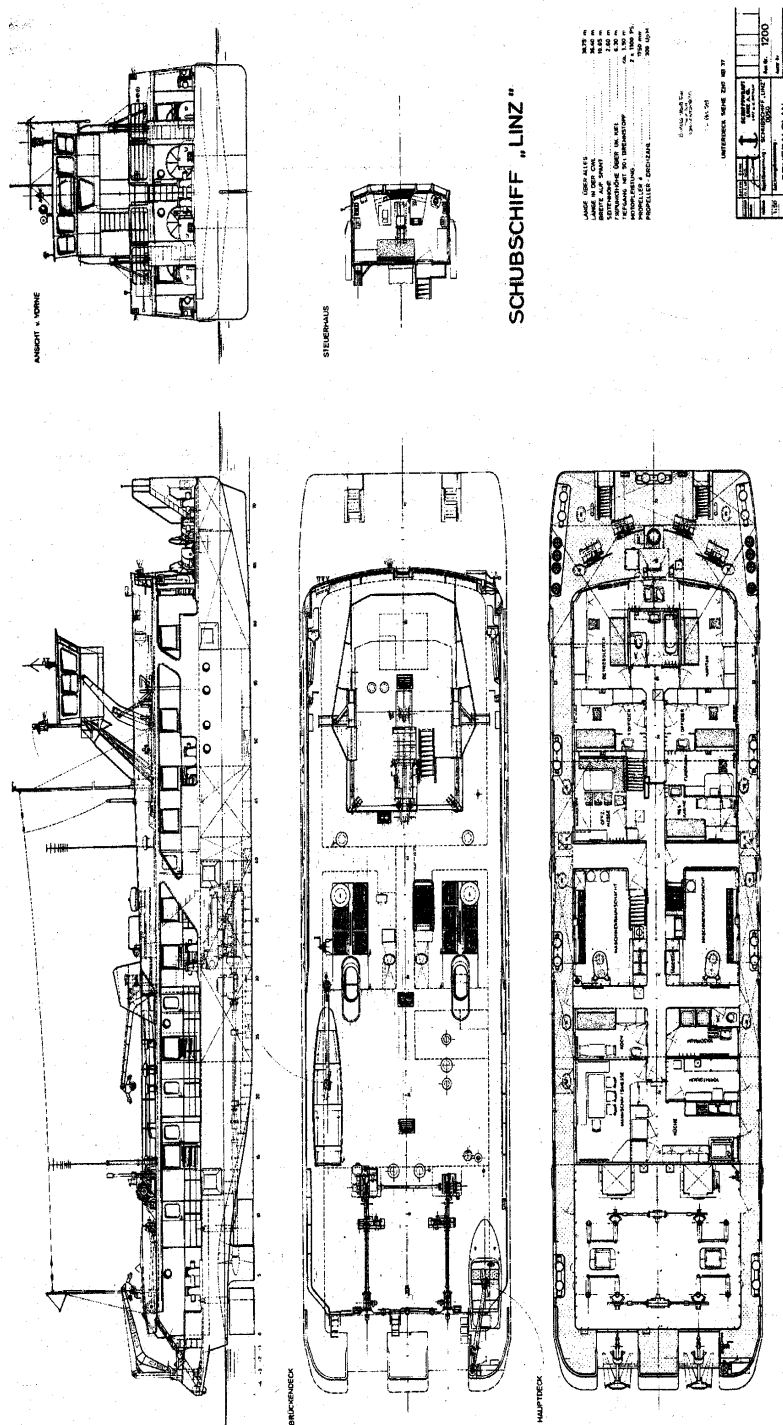


Рис. 1. Буксир-толкач Linz

В 2005 году на буксире была произведена замена главной энергетической установки на более мощные высокооборотные двигатели Caterpillar 3516B мощностью 2200 л.с. (взамен старых двигателей Simmering Graz Pauker FGT1112C мощностью 1100 л.с. каждый) и использование буксира в качестве толкача. Эти мероприятия привели к ряду побочных эффектов, в том числе повышенной вибрации на максимальных режимах движения буксира и толкаемого каравана барж, образованию усталостных трещин в корпусе, увеличению нагрузки на конструкции надстройки, появлению перекосов дверных проемов.

Изучением последствий замены двигателей и оценке возможных модернизационных мероприятий по заказу судовладельца занималась экспериментальная группа ЧП «Авангард морские технологии и Ко» (Одесса) при расчетном сопровождении специалистами ОНМУ и ОНМА. Ниже приведены фрагменты результатов расчетного анализа общей вибрации судна как плавающей непризматической балки, а также выполнен уточненный анализ напряженно-деформированного состояния по МКЭ.

### Характеристики судна

Длина судна расчетная, м .....	37
Ширина, м .....	10,8
Осадка, м .....	1,85
Водоизмещение, т.....	450
Момент инерции сечения на миделе, м <sup>4</sup> .....	0,245

Итоговое распределение масс с учетом присоединенных масс жидкости приведено в табл. 1. В табл. 2 приведены частотные характеристики источников вибрации.

*Таблица 1*

*Итоговое распределение масс с учетом присоединенных масс жидкости по длине судна проекта LINZ*

Осадка			
Номер эл.	Х <sub>н</sub> от мид.	Х <sub>к</sub> от мид.	масса, т
1	2	3	4
1	18,5	16,7	5
2	16,7	14,8	68
3	14,8	13,0	82
4	13,0	11,1	95
5	11,1	9,3	101
6	9,3	7,4	105
7	7,4	5,6	110
8	5,6	3,7	110

Продолжение табл. 1

1	2	3	4
9	3,7	1,9	110
10	1,9	0,0	110
11	0,0	-1,9	110
12	-1,9	-3,7	110
13	-3,7	-5,6	110
14	-5,6	-7,4	110
15	-7,4	-9,3	105
16	-9,3	-11,1	105
17	-11,1	-13,0	101
18	-13,0	-14,8	90
19	-14,8	-16,7	72
20	-16,7	-18,5	5

Таблица 2

Номер п/п	Наименование источника возмущающих сил	Частоты, мин <sup>-1</sup>
1	Частота вращения гребного вала, n	323 (5,38)
2	Лопастная частота, N1=n*z = 323*4	1292 (21,5)
3	Частота вращения коленчатого вала двигателя	1600 (26,7)
4	Удвоенная частота вращения коленчатого вала двигателя	3200 (53,3)

Расчет общей вибрации судна выполнен методом Папковича П.Ф. [2; 3] с учетом деформаций сдвига, инерции вращения сечений и присоединенной массы жидкости.

Для определения присоединенных масс жидкости при колебаниях по двум первым формам (I = 1,2) используется формула Локквуд-Тейлора

$$r_i = 0,5\pi\gamma k_i C_v b^2 \quad (1)$$

Фундаментальные функции для i-й формы колебаний приняты в виде

$$\varphi_i(\xi) = \alpha_i + 20\beta_i + f_i(\xi) \quad (2)$$

где  $f_i(\xi)$  – i-я форма главных свободных колебаний безопорного призматического стержня;

$\xi = x/L$  – безразмерная координата.

Фундаментальные функции удовлетворяют граничным условиям на концах эквивалентного бруса. Постоянные параметры  $\alpha_i$  и  $\beta_i$  и фундаментальные функции  $\varphi_i(\xi)$  и  $\varphi_2(\xi)$  вычислены, исходя из условий уравновешенности судна (3). В таблице 3 выполнен расчет первой формы  $\varphi_i(\xi)$ . На рис. 2 приведен в характерная трехузловая форма свободных колебаний. На рис. 3 выполнено сопоставление частот.

$$\int_0^1 p(\xi) \varphi(\xi) d\xi = 0 \quad (3)$$

$$\int_0^1 p(\xi) \varphi(\xi)(\xi - 0,5) d\xi = 0$$

Таблица 3

Вычисление фундаментальной функции  $\varphi_1(\xi)$

Теор. шп. номера	P	p P/sp	p/p <sub>0</sub>	20*(x/L -0,5)	f <sub>i</sub> (x/L)	(3)*(4)	(3)*(5)	(6)*(4)	(7)*(4)	β*(4)	φ <sub>1</sub> (ξ)
0,0	0	0	0,00	10,0	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,1	1,0
1,0	5	3	0,05	9,0	0,8	0,4	0,0	3,6	0,3	-0,1	0,8
2,0	68	37	0,61	8,0	0,5	4,9	0,3	39,2	2,6	-0,1	0,6
3,0	82	44	0,74	7,0	0,3	5,2	0,2	36,2	1,6	-0,1	0,4
4,0	95	51	0,86	6,0	0,1	5,1	0,1	30,8	0,5	-0,1	0,1
5,0	101	55	0,91	5,0	-0,1	4,5	-0,1	22,7	-0,5	-0,1	0,0
6,0	105	57	0,95	4,0	-0,3	3,8	-0,3	15,1	-1,0	0,0	-0,2
7,0	110	59	0,99	3,0	-0,4	3,0	-0,4	8,9	-1,2	0,0	-0,3
8,0	110	59	0,99	2,0	-0,5	2,0	-0,5	4,0	-1,0	0,0	-0,4
9,0	110	59	0,99	1,0	-0,6	1,0	-0,6	1,0	-0,6	0,0	-0,5
10,0	110	59	0,99	0,0	-0,6	0,0	-0,6	0,0	0,0	0,0	-0,5
11,0	110	59	0,99	-1,0	-0,6	-1,0	-0,6	1,0	0,6	0,0	-0,5
12,0	110	59	0,99	-2,0	-0,5	-2,0	-0,5	4,0	1,0	0,0	-0,4
13,0	110	59	0,99	-3,0	-0,4	-3,0	-0,4	8,9	1,2	0,0	-0,3
14,0	110	59	0,99	-4,0	-0,3	-4,0	-0,3	15,9	1,1	0,0	-0,1
15,0	105	57	0,95	-5,0	-0,1	-4,7	-0,1	23,6	0,5	0,1	0,1
16,0	105	57	0,95	-6,0	0,1	-5,7	0,1	34,1	-0,6	0,1	0,3
17,0	101	55	0,91	-7,0	0,3	-6,4	0,3	44,6	-2,0	0,1	0,5
18,0	90	49	0,81	-8,0	0,5	-6,5	0,4	51,9	-3,5	0,1	0,7
19,0	72	39	0,65	-9,0	0,8	-5,8	0,5	52,5	-4,5	0,1	1,0
20,0	5	3	0,05	-10,0	1,0	-0,5	0,0	4,5	-0,5	0,1	1,2
Суммы			16,3			-9,6	-2,3	402,6	-5,8	Alfa=	0,15
Испр.сум			16,3			-7,6	-2,3	400,3	-5,6	Beta=	0,02

Сравнение расчетных резонансных частот с частотами наиболее энергоемких возмущающих сил первого лопастного порядка свидетельствует о достаточном запасе по частоте. Однако близость к резонансной зоне частоты вращения вала 5,38 Гц требует уточненной оценки параметров свободных колебаний и вынужденной вибрации корпуса судна.

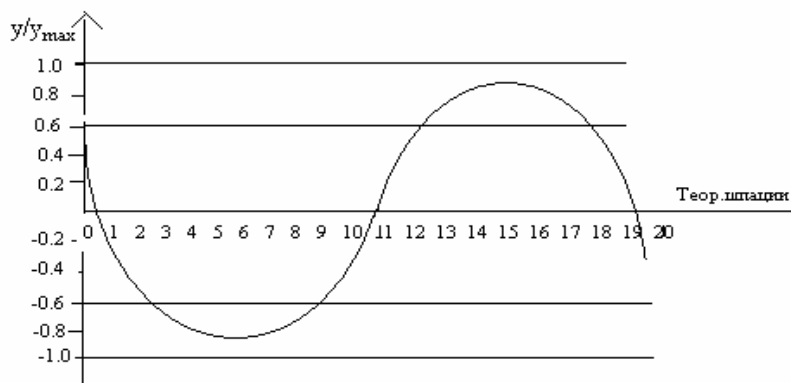


Рис. 2. Трехузловая форма свободных колебаний

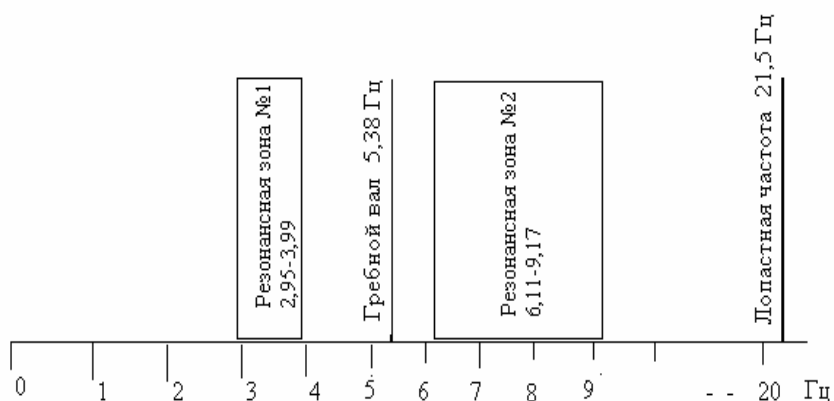


Рис. 3. Сопоставление частот свободных колебаний  
с частотами возмущающих сил

Для равномерной передачи усилий из зоны контакта буксир-толкача с караваном барж на основной корпус в период ремонтных работ были установлены накладные листы, как это показано на рис. 4.

Расчетный анализ показывает достаточную эффективность статической работы подкреплений. На рис. 5 отражены результаты анализа НДС корпуса с учетом выполненной модернизации. Степень влияния подкреплений на частотные характеристики незначительна.

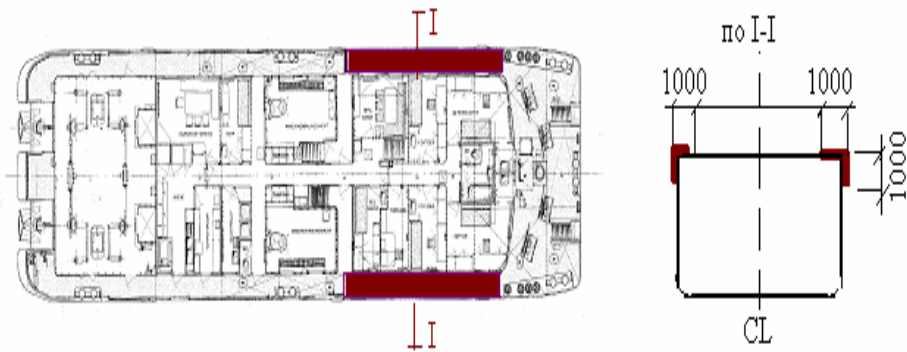


Рис. 4. Эскиз установки накладных листов ( $\delta = 10\text{мм}$ )  
в р-не 40-62 шп. на главной палубе

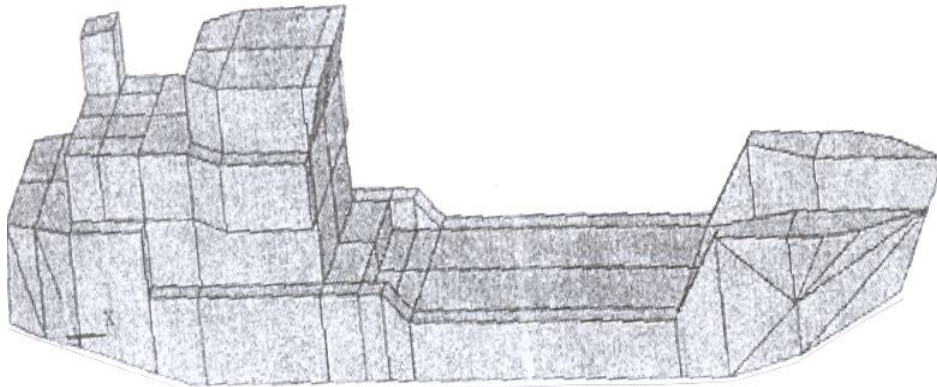


Рис. 5. Распределение напряжений (по Мизесу)  
в связях корпуса при толкании каравана барж

**Выводы.** Частотный интервал второй резонансной зоны близок к частоте вращения вала, что может служить причиной развития вибрации на определенных режимах хода. При этом максимальные амплитуды вертикальных колебаний на трехузловой форме будут развиваться в оконечностях. Это явление зафиксировано экспериментально.

Следует также заметить, что в кормовой оконечности жесткость корпуса значительно ниже жесткости миделевого сечения. Поскольку реальным путем выхода из резонансной зоны является повышение жесткости, например, путем увеличения толщин обшивки, следует оценить также экономическую целесообразность модернизации. Кроме этого, необходим расчет крутильных колебаний вала и выполнение торсиографирования для оценки динамических свойств системы винт-вал-корпус и обоснования мероприятий по снижению вибрации.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Правила классификации и постройки судов МРС.* – СПб., 2002. – 350 с.
2. *Методика расчетной оценки вибрации палуб жилых и служебных помещений надстроек транспортных судов.* – Вып. 30877. – Л.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 1985. – 231 с.
3. *Постнов В.А., Калинин В.С., Ростовцев Д.М. Вибрация корабля.* – Л.: Судостроение, 1983. – 148 с.

*Стаття надійшла до редакції 20.11.2017*

#### **Рецензенти:**

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Безпека життєдіяльності, екологія та хімія», професор Одеського національного морського університету **О.Б. Ляшенко**

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Теоретична та прикладна механіка» Одеського національного морського університету **В.В. Олейніков**