

Из табл. 2 можно видеть, что в подавляющем большинстве случаев расчетные значения среднего времени ожидания отличаются от граничных не больше чем на 0,001. Таким образом, можно заключить, что аналитический метод целесообразно использовать для расчета коэффициента загрузки терминала.

На основании предложенного метода была разработана программа, для которой было получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ [4].

### Список литературы

1. Корн Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн, Т. Корн. — М.: Наука, 1974. — 832 с.
2. Гайнуллин А. С. Моделирование процессов переработки контейнерных грузов на основе немарковских моделей массового обслуживания / А. С. Гайнуллин, А. С. Хвастунов // Современные тенденции и перспективы развития водного транспорта в России: материалы II Межвуз. науч.-практ. конф. студ. и аспирантов, 12–13 мая 2001 г. — СПб.: СПГУВК, 2011. — 458 с.
3. Гайнуллин А. С. Идентификация процессов переработки грузов на основе полиномиальных моделей / А. С. Гайнуллин, А. С. Хвастунов // Журнал Университета водных коммуникаций. — СПб.: СПГУВК, 2012. — Вып. 1.
4. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661388 «Выбор оптимальной загрузки контейнерного терминала»: зарег. в Реестре программ для ЭВМ 13 декабря 2012 г.

УДК 621.431:629

**В. В. Мартынов,**  
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова

### РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕБАНИЙ СУДОВОГО ВАЛОПРОВОДА ПРОГУЛОЧНОГО ПАССАЖИРСКОГО ТЕПЛОХОДА «ВОЛХОВ-1» (ПРОЕКТ «МОЙКА»)

### CALCULATION OF CHARACTERISTICS OF A SHIP SHAFTING OSCILLATION OF A PLEASURE PASSENGER SHIP “VOLHOV-1” (DESIGN “MOYKA”)

*В работе проведен расчет основных характеристик свободных колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода типа «Волхов» (проект «Мойка»).*

*Приведены результаты математических расчетов, на основании которых можно дать рекомендации по увеличению надежности и долговечности судового валопровода, а также рекомендовать некоторые конструктивные изменения.*

*The calculation of the basic characteristics of autonomous oscillation of ship shafting of a pleasure passenger ship “Volhov”, design “Moyka” is carried out in present work.*

*The math calculations are cited in the work, on the ground of which one can give recommendations on increasing safety and longevity of ship shafting and also recommend some constructive changes.*

*Ключевые слова: судно, валопровод, гребной вал, гребной винт, эксплуатация, механические колебания, вибрация, отказ.*

*Key words: ship, shafting, propeller shaft, screw, exploitation, mechanical oscillations, vibration, failure.*

**С**УДОВОЙ валопровод является одним из ответственных элементов судовой энергетической установки и вместе с тем постоянно работающим и усиленно нагруженным элементом. Анализ отказов элементов судового оборудования [1; 2] показывает, что повреждения валопроводов являются второй по распространенности причиной всех отказов.

Теплоходы типа «Волхов» проекта «Мойка» являются одним из наиболее востребованных классов прогулочных пассажирских судов в экватории Невы и Финского залива. Теплоходы этого типа обладают очевидными достоинствами. Они довольно компактны, экономичны, обладают хорошей маневренностью, вмещают достаточно много пассажиров. Однако, по отзывам судоводителей, судам этого типа присущи и некоторые недостатки. Одним из них являются вибрация и биения, возникающие при некоторых режимах работы двигателя и валопровода. По мнению автора, это вызвано резонансными явлениями, имеющими место при работе валопровода. Как известно, явления резонанса возникают, когда частота свободных колебаний совпадает или близка к частоте вынужденных колебаний [3].

Напряжения, обусловленные вынужденными колебаниями, обычно невелики и не представляют опасности для прочности валопровода. Поэтому необходимость расчета вынужденных колебаний устанавливается для каждого случая отдельно. Однако при совпадении частоты изменения переменной нагрузки с одной из собственных частот амплитуды колебания валопровода возрастают, а напряжения в его сечениях могут достигать опасных пределов.

Для пассажирских и прогулочных судов проблема износа и повреждения валопроводов особенно актуальна. В связи с относительно малой массой и достаточно большими количествами маневров элементы пассажирских судов обладают большей виброактивностью. Они испытывают значительно большие колебания и вибрации в процессе своей работы, а значит, больше подвержены деформации и износу.

Если говорить о внезапных и преждевременных отказах, то валопровод является одним из наиболее уязвимых с этой точки зрения элементов СЭУ.

Поставим своей задачей произвести расчет основных характеристик свободных колебаний валопровода судов типа «Волхов-1».

Для расчета примем следующие исходные данные. Общая длина валопровода составляет 1800 мм. Его диаметр равен 60 мм. Диаметр гребного винта равен 500 мм, винт трехлопастный фиксированного шага. Валопровод изготовлен из стали СТ-35 (хромистая, кислотостойкая) [4].

Базовой схемой для расчета примем дискретную колебательную модель. Валопровод рассматриваем как систему четырех массивных дисков, соединенных тремя звеньями  $\ell_1 = \ell_2 = \ell_3 = 600$  мм.

Все соединяющие звенья цилиндрической формы. Их диаметры одинаковы  $d_i = 60$  мм.

Первый диск самый массивный. Он соответствует маховику вала двигателя. Его диаметр 400 мм, толщина 71 мм. При плотности стали  $7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup> его масса составляет 40 кг. Последний, четвертый, диск соответствует гребному винту. С учетом массы лопаток, используемых для судов рассматриваемого типа, общая масса гребного винта равна 40 кг. Его диаметр  $D_4 = 500$  мм.

Промежуточные диски, второй и третий, соответствуют промежуточному и дейдвудному звеньям валопровода. Они наименее массивные из всех четырех. Их массу полагаем одинаковой по 25 кг. Их диаметры  $D_2 = D_3 = 250$  мм.

Для стали СТ-35, из которой изготовлены элементы валопровода, модуль сдвига  $G = 8100$  кг/мм<sup>2</sup> (или 8,1 гПа).

Крутильные жесткости рассчитываем по формуле [3; 5]

$$c_i = \frac{\pi d_i^4 G}{32 \ell_i}. \quad (1)$$

В результате вычислений получаются следующие значения:

$$c_1 = c_2 = c_3 = 1,717 \cdot 10^5 \text{ кг} \cdot \text{м}/\text{с}^2.$$

Для рассматриваемой системы матрица жесткости получается в виде [3; 6; 7]:

$$C = \begin{pmatrix} 1,717 & -1,717 & 0 & 0 \\ -1,717 & 3,434 & -1,717 & 0 \\ 0 & -1,717 & 3,434 & -1,717 \\ 0 & 0 & -1,717 & 1,717 \end{pmatrix} \cdot 10^5.$$

Элементы данной матрицы имеют размерность кг · м<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>.

Моменты инерции дисков вычисляем по формуле [6]:

$$J_i = \frac{P_i D_i^2}{8g}, \quad (2)$$

где  $P_i$  — вес  $i$ -го диска, н;  $D_i$  — его диаметр, м;  $g$  — ускорение свободного падения; м/с<sup>2</sup>.

В результате получаем значения:

$$J_1 = 0,816 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad J_2 = J_3 = 0,199 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad J_4 = 1,275 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Для рассматриваемой крутильной системы, состоящей из четырех дисков и трех соединительных звеньев, матрица инерции имеет вид

$$A = \begin{pmatrix} 0,816 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,199 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,199 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1,275 \end{pmatrix}.$$

Все элементы данной матрицы имеют размерность кг · м<sup>2</sup>.

Вычисление коэффициентов кубического уравнения производится по формулам:

$$\lambda_1 = -\frac{c_1}{J_1} - \frac{c_2}{J_2} - \frac{c_1}{J_2} - \frac{c_3}{J_4} - \frac{c_2}{J_3} - \frac{c_3}{J_3}, \quad (3)$$

$$\lambda_2 = \frac{c_1 c_2}{J_2 J_3} + \frac{c_1 c_2}{J_1 J_3} + \frac{c_1 c_2}{J_1 J_2} + \frac{c_1 c_3}{J_1 J_4} + \frac{c_1 c_3}{J_1 J_3} + \frac{c_2 c_3}{J_3 J_4} + \frac{c_2 c_3}{J_3 J_3} + \frac{c_1 c_3}{J_2 J_4} + \frac{c_2 c_3}{J_2 J_3} + \frac{c_1 c_3}{J_2 J_3}, \quad (4)$$

$$\lambda_3 = \frac{c_1 c_2 c_3}{J_1 J_2 J_3} - \frac{c_1 c_2 c_3}{J_1 J_2 J_4} - \frac{c_1 c_2 c_3}{J_1 J_3 J_4} - \frac{c_1 c_2 c_3}{J_2 J_3 J_4} \quad (5)$$

приводит к следующим результатам:

$$\lambda_1 = -3,796 \cdot 10^6, \quad \lambda_2 = 3,154 \cdot 10^{11}, \quad \lambda_3 = -3,057 \cdot 10^{17}.$$

Тогда коэффициенты приведенного кубического уравнения, вычисленные по формулам:

$$p = -\frac{\lambda_1^2}{3} + \lambda_2, \quad q = \frac{2\lambda_1^3}{27} - \frac{\lambda_1 \lambda_2}{3} + \lambda_3. \quad (6)$$

Результаты оказываются следующими:

$$p = -4,488 \cdot 10^{12}, \quad q = -3,958 \cdot 10^{18}.$$

Величину  $D$  (дискриминант кубического уравнения) находят по формуле

$$D = \left( \frac{p}{3} \right)^3 + \left( \frac{p}{2} \right)^2. \quad (7)$$

Получаем  $D = 0,568 \cdot 10^{36}$ .

Это значение положительно. Для этого случая имеем один действительный корень приведенного кубического уравнения:

$$z^3 + pz + q = 0. \quad (8)$$

Его находим по формуле

$$z = \left( -\frac{q}{2} + \sqrt{D} \right)^{\frac{1}{3}} + \left( -\frac{q}{2} - \sqrt{D} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (9)$$

Вычисления дают значение  $z = 2,477 \cdot 10^6$ .

Этому корню соответствует один корень основного уравнения частот

$$w^4 + w^3 \lambda_1 + w^2 \lambda_2 + w \lambda_3 = 0, \quad (10)$$

$$w = 3,742 \cdot 10^6.$$

Извлекаем квадратный корень и находим главную частоту свободных колебаний системы  $k = 1,934 \cdot 10^3$ .

Эта величина имеет размерность 1/с.

Результаты рассмотрения позволяют сделать следующий вывод.

Найденная частота определяет резонансный и окорезонансный режимы. Работа на этом режиме вызывает наибольшие по амплитуде колебания элементов конструкций и крайне неблагоприятно влияет на надежность СЭУ в целом. Рекомендуется выбрать такой режим работы, при котором частота вращения коленвала не будет достигать величины  $k$ .

### Список литературы

1. Обзор повреждений судов и их элементов за 2001–2006. — М.: Изд-во Рос. реч. регистра, 2002.
2. Обзор повреждений судов и их элементов за 2007–2009. — М.: Изд-во Рос. реч. регистра, 2006.
3. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. — М.: Ком. кн., 2006. — 440 с.
4. Валопровод проекта «Мойка» ЦТКБ. — 2008.
5. Семенов Ю. А. Механика. Теория механических колебаний / Ю. А. Семенов. — СПб.: СПГПУ, 2008. — 412 с.
6. Лашко В. А. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС / В. А. Лашко, М. В. Лейбович. — Хабаровск: ХГТУ, 2003. — 212 с.
7. Терских В. П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Свободные и резонансные колебания: в 4 т. / В. П. Терских. — Л.: Судостроение, 1970. — 208 с.
8. Корн Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн, Т. Корн. — М.: Наука, 1970. — 720 с.