

УДК 629.12.037.001.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДОВ СУДОВ

© 2011 г.

В.А. Мамонтов, А.И. Миронов, А.А. Халявкин

Астраханский государственный технический университет

sopromat112@mail.ru

Поступила в редакцию 24.08.2011

Разрабатывается методика исследования параметрических поперечных колебаний валопроводов судов. В отличие от известных методов, учитывается взаимодействие валопровода с длинными дейдвудными подшипниками и износ подшипников. Колебания вала описываются дифференциальными уравнениями с переменными границами, решение которых выполняется на ЭВМ по специальной программе. Спроектирована и изготовлена экспериментальная установка.

Ключевые слова: валопровод судна, параметрические колебания, экспериментальная установка.

Актуальность решаемой задачи

Судовой валопровод – часть двигательной установки судна (или корабля), предназначенная для передачи крутящего момента и восприятия осевого усилия, возникающих при ее работе.

Система валопровода любого судна является одной из основных систем, обеспечивающих его жизнедеятельность. От качества работы валопровода зависит не только ход судна, но и условия обитаемости на нем.

Проблема обеспечения надежности работы валопровода и дейдвудных подшипников при эксплуатации судов, особенно крупнотоннажных, является в настоящее время одной из наиболее важных и сложных, не имеющих до сих пор удовлетворительного решения. Практически срок эксплуатации крупных судов без ремонта стал зависеть почти исключительно от технического состояния дейдвудного узла, поэтому проблеме расчетов и проектирования валопроводов посвящено большое число работ как исследовательского, так и технологического характера.

Однако проведенные мероприятия не устраняют многие причины, снижающие стабильность работы валопровода, а используемые расчетные схемы не позволяют изучить целый ряд явлений, имеющих место при работе валопровода, в частности исследовать изнашивание дейдвудных подшипников, влияние износа дейдвудных подшипников на колебания валопровода и др.

Таким образом, задача повышения качества и надежности работы валопровода актуальна и сегодня.

Математическое описание расчетной схемы

Исследования поперечных колебаний валопровода показывают, что наиболее опасной частью валопровода является его кормовой участок – гребной вал. Именно здесь возможно появление колебаний с наибольшими амплитудами.

Вследствие этого в расчетную схему включены: консоль вала с гребным винтом, кормовой дейдвудный подшипник и отрезок гребного вала до второго подшипника. Учитываются массы гребного винта M и погонная масса вала m ; переменный гидродинамический момент, возникающий на работающем гребном винте $M_{гдм}$ (рис. 1).

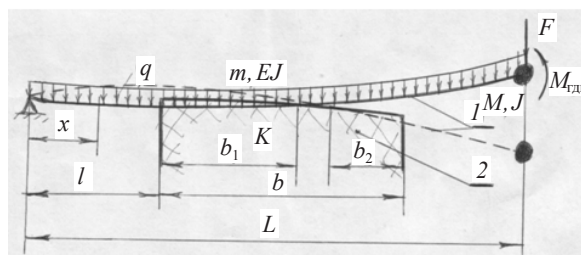


Рис. 1

На рис. 1 показана расчетная схема гребного вала: 1 – деформированный в процессе колебаний вал; 2 – упругое основание, моделирующее дейдвудный подшипник; F – вес винта; q – погонный вес вала; J – момент инерции массы; EJ – изгибная жесткость вала; k – жесткость подшипника; l, L – длины участков вала; b – длина подшипника; b_1, b_2 – длины отрыва вала от подшипника.

Известно, что в механических системах с постоянными параметрами колебания происходят

относительно статического положения равновесия. Однако в данном случае длина контакта вала с подшипником изменяется в процессе колебаний, т.е. имеем систему с переменными параметрами. Изменение параметров системы влияет не только на процесс колебаний, но и на деформацию системы от статических нагрузок. Поэтому статические и динамические нагрузки необходимо учитывать совместно.

Дифференциальные уравнения, описывающие деформацию вала в произвольный момент времени t , имеют вид:

– для $0 \leq x \leq l$ ($0 \leq x \leq [l + b - b_2]$)

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -q; \quad (1)$$

– для $l \leq x \leq (l + b_1)$ ($[l + b - b_2] \leq x \leq (l + b)$)

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + Ky = -q + Ky_0; \quad (2)$$

– для $(l + b_1) \leq x \leq L$ ($(l + b) \leq x \leq L$)

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -q. \quad (3)$$

Здесь y_0 – уравнение, описывающее изношенную поверхность подшипника. Непосредственными измерениями износов капролоновых втулок, снятых с ремонтируемых судов, было установлено, что y_0 можно принять в виде параболы третьего или четвертого порядков, т.е.

$$y_0 = \sum_{i=0}^n a_i x^i \quad (n = 3, 4). \quad (4)$$

Решение уравнений (1)–(3) выполнялось методом начальных параметров. Постоянные интегрирования определялись из граничных условий:

- на левом конце $x = 0$: прогиб $y = 0$ и изгибающий момент $M_{изг} = 0$;
- на границе участков равны прогибы y , углы поворота ϕ , изгибающие моменты $M_{изг}$ и поперечные силы Q ;
- на правом конце $x = L$: изгибающий момент

$M_{изг} = M_{гдм} + M_{ин}$, поперечная сила $Q = F + F_{ин}$ (где $M_{гдм}$ – гидродинамический момент, возникающий на работающем винте: $M_{гдм} = M_0 + M_a \sin \omega t$; M_0 и M_a – соответственно постоянная и амплитудная составляющие гидродинамического момента; ω – лопастная частота); $M_{ин}$, $F_{ин}$ – соответственно момент инерции и сила инерции массы винта.

Методика решения уравнений

Решение уравнений, описывающих процесс колебаний вала, выполнялось численными методами следующим образом:

а) период изменения гидродинамического момента T разбиваем на n интервалов ΔT ;

б) вычисляем перемещения сечений вала y и длину контакта вала с подшипником в начальный момент времени $t = 0$;

в) даем времени приращение, равное ΔT ;

г) вычисляем значения перемещений сечений y ; при этом принимаем длину контакта вала с подшипником равной величине, определенной на предшествующем этапе;

д) определяем новую длину контакта вала с подшипником, и т.д., пока не будет пройден весь период изменения гидродинамического момента.

По указанному алгоритму была разработана программа счета для ПЭВМ.

С целью проверки аналитических расчетов была разработана и изготовлена экспериментальная установка [1].

Список литературы

1. Халявкин А.А. Универсальная установка для исследования механических и параметрических колебаний валов // II Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. Будущее машиностроения России: Сб. тр. 21–27 сент. 2009 г., МГТУ им. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2009. С. 147–148.

INVESTIGATING THE PARAMETRICAL FLUCTUATIONS OF SHAFT LINES OF SHIPS

V.A. Mamontov, A.I. Mironov, A.A. Khaljavkin

A technique for investigating parametrical transverse vibrations of ship shaft lines is developed. In contrast to the known methods the interaction between the shaft line and the long shaft line bearings and stern tube bearing wear are accounted for. The shaft oscillations are described by differential equations with variable boundaries, analyzed using a computer with a special program. An experimental setup is designed and constructed.

Keywords: microjets, instability, laminar-turbulent transition, particle image velocimetry, turbulence, visualization.