

ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ КРУТИЛЬНОЙ СХЕМЫ ПРОПУЛЬСИВНОГО СУДОВОГО МАЛОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Судовой пропульсивный комплекс рассматривается как крутильная система с распределенными параметрами, состоящая из маховиков (отсеков цилиндра, гребного винта), соединенных валами. Валы могут быть приняты невесомыми (учитывается только жесткость) либо иметь распределенные параметры. Проведен сравнительный анализ результатов расчетов по определению собственных частот и форм для случаев невесомых валов, соединяющих маховики, и валов с распределенными параметрами. Сделан вывод о необходимости рассмотрения крутильной системы как системы с распределенными параметрами, если число рассматриваемых форм больше двух. Предложено две расчетные схемы, позволяющие выполнить расчеты крутильной системы как системы с распределенными параметрами.

Введение

В работе [2] рассмотрена крутильная система, состоящая как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров. При формировании крутильной схемы с невесомыми параметрами участки валов (их моменты инерции) присоединяются к дискам.

Известны расчеты, в которых крутильная схема дизеля взята из документов фирмы-производителя и приведены чертежи валопровода. Также приводят математические выкладки, на основе которых валы валопровода заменяют дисками. Указанных данных достаточно для выполнения сравнительного анализа.

Формулирование проблемы

Требуется на основе решения волнового уравнения, согласно методикам, изложенным в [2], провести сравнительный анализ конкретного судна, как для схемы с невесомыми валами, так и для схемы с распределенными параметрами. Желательно сравнить полученные результаты с расчетом, взятым за базовый (например, по методике АО БМЗ).

Цель работы – обосновать необходимость учета распределенных параметров валопровода при определении форм и частот собственных колебаний и предложить соответствующую расчетную схему, позволяющую учесть распределенные параметры.

Общие соотношения

Решение волнового уравнения для случая свободных колебаний имеет вид [1,2]

$$\phi_j = f_j(t) \cdot Z_j(y), \quad (1)$$

где j – номер, рассматриваемой формы колебаний; $f_j(t)$ – функция времени для формы с номером j ; $Z_j(y)$ – функция от координаты сечения y – форма колебаний с номером j .

Участок вала постоянного диаметра имеет податливость

$$e_k = \frac{S_k}{G_k \cdot I_k} = \frac{S_k^2}{V_k^2 \cdot J_k}, \quad (2)$$

где S_k – длина участка с номером k ; I_k – полярный момент инерции сечения вала, $J_k = I_k \cdot \rho_k \cdot S_k$ – полярный момент инерции вала; ρ_k – плотность материала вала; $V_k = \sqrt{\frac{G_k}{\rho_k}}$ – скорость распространения малых возмущений для участка вала с номером k .

Для вала постоянного диаметра можно записать следующее уравнение

$$z'' + z \left(\frac{\beta_{j,k}}{S_k} \right)^2 = 0, \quad (3)$$

где $\beta_{j,k} = P_j \sqrt{J_k \cdot e_k}$.

Используя выражение (2), получим

$$\beta_{j,k} = \frac{P_j}{V_k} S_k \quad \text{или} \quad \frac{\beta_{j,k}}{S_k} = \frac{P_j}{V_k}. \quad (4)$$

Если ввести параметр

$$\Delta Z_{j,k}(\bar{y}) = S_k \cdot Z'_{j,k}(\bar{y}), \quad (5)$$

то решение уравнения (3) примет следующий вид:

$$Z_{j,k}(\bar{y}_k) = \bar{y} \cdot \Delta Z_{j,k}(0) \cdot \frac{\sin(\beta_{j,k} \cdot \bar{y}_k)}{\beta_{j,k} \cdot \bar{y}_k} + Z_{j,k}(0) \cdot \cos(\beta_{j,k} \cdot \bar{y}_k), \quad (6)$$

$$\Delta Z_{j,k}(\bar{y}_k) = \Delta Z_{j,k}(0) \cdot \cos(\beta_{j,k} \cdot \bar{y}_k) - Z_{j,k}(0) \cdot \beta_{j,k} \cdot \sin(\beta_{j,k} \cdot \bar{y}_k). \quad (7)$$

Для случая невесомого вала $\beta_{j,k} = 0$. Тогда уравнение (7) примет вид

$$\Delta Z_{j,k}(\bar{y}_k) = \Delta Z_{j,k}(0) = const,$$

где $\bar{y}_k = \frac{y_k}{S_k} = 0 \div 1$ – относительная координата внутри участка с номером k .

Это означает, что для невесомых валов значения $\Delta Z_{j,k}(\bar{y}_k)$ постоянны, а выражение (6) для случая невесомого вала примет вид

$$Z_{j,k}(\bar{y}_k) = \bar{y} \cdot \Delta Z_{j,k}(0) + Z_{j,k}(0).$$

Из записанного уравнения следует, что соединение дискретных точек формы прямыми линиями теоретически оправдано.

Собственные частоты представляют в виде числа колебаний в минуту

$$N_j = 30 P_j / \pi.$$

Число частот может быть сколь угодно большим, но на практике рационально принять $j < 7$. При расчетах по методике Терских ограничиваются двумя формами ($j < 3$).

Крутильная схема представлена в виде набора валов, соединенных друг с другом. Каждый вал с номером k начинается сосредоточенным полярным моментом инерции θ_k , имеет податливость e_k и длину S_k . Если вал невесомый, то его длина задается отрицательной.

В таблице 1 приведены исходные данные для расчетов по крутильной схеме с сосредоточенными параметрами. В конце таблицы приведены исходные данные для расчетов по крутильной схеме с распределенными параметрами. Отличие исходных данных для схемы с распределенными параметрами в том, что часть момента инерции находится в валах.

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов расчетов по методике БМЗ, случая сосредоточенных параметров (СП) и случая распределенных параметров (РП)

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	винт
θ_k	7,73	7,71	7,49	7,61	7,49	7,71	7,49	7,71	3,06	4,92	0,89	7,24	10,2	116
e_k	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,69	0,49	3,89	5,83	1,31	2,24	
S_k	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-3	-4,61	-5,2	-11,2	
Первая форма ($j = 1$) $N_{1,БМЗ} = 361,9 \text{ мин}^{-1}$; $N_{1,СП} = 360,8 \text{ 1/мин}$; $N_{1,РП} = 362,8 \text{ мин}^{-1}$														
БМЗ	1	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,80	0,73	0,68	0,64	0,3	-0,2	-0,3	-0,5
СП	1	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,80	0,73	0,68	0,64	0,31	-0,2	-0,3	-0,5
РП	1	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,80	0,73	0,68	0,64	0,31	-0,2	-0,3	-0,5
Вторая форма ($j = 2$) $N_{2,БМЗ} = 1296,6 \text{ мин}^{-1}$; $N_{2,СП} = 1295,8 \text{ 1/мин}$; $N_{2,РП} = 1320,67 \text{ мин}^{-1}$														
БМЗ	1	0,87	0,63	0,31	-0,1	-0,4	-0,7	-0,9	-1	-1,0	-0,8	-0,5	-0,3	0,09
СП	1	0,87	0,63	0,31	-0,1	-0,4	-0,7	-0,9	-1	-1,0	-0,8	-0,5	-0,3	0,09
РП	1	0,87	0,61	0,28	-0,1	-0,4	-0,7	-0,9	-1	-1,0	-0,7	-0,3	-0,2	0,05
Третья форма ($j = 3$) $N_{3,СП} = 1748,8 \text{ мин}^{-1}$; $N_{3,РП} = 2480,3 \text{ мин}^{-1}$														
СП	1	0,76	0,35	-0,2	-0,6	-0,9	-1	-0,9	-0,6	-0,4	1,58	4,30	3,55	-0,5
РП	1	0,53	-0,2	-0,8	-1,1	-0,8	-0,2	0,54	0,90	1,06	0,98	0,69	0,53	-0,1
Исходные данные для случая распределенных параметров (РП)														
θ_k	7,73	7,71	7,49	7,61	7,49	7,71	7,49	7,71	3,06	4,92	0,28	0,37	0,65	113
e_k	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,69	0,49	3,89	5,83	1,31	2,24	
S_k	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-3	4,61	5,2	11,2	

В качестве результатов приведены значения собственных частот и форм колебаний. Для первой и второй форм эти значения, полученные по различным методикам, практически совпадают. Для третьей формы результаты, полученные для случаев сосредоточенных и распределенных параметров, существенно отличаются.

Полученные значения форм проиллюстрированы на рис.1. и рис.2.

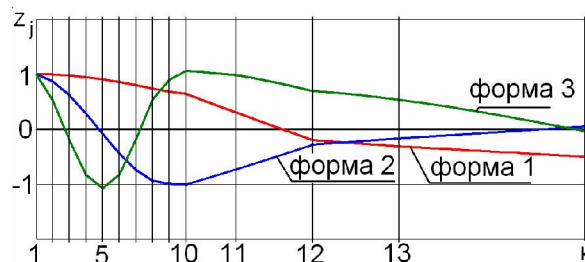


Рис.1. Формы для случая распределенных параметров

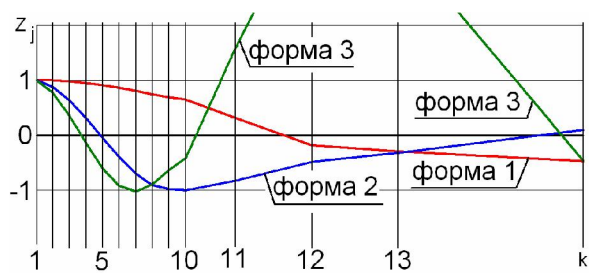


Рис.2. Формы для случая сосредоточенных параметров

Следует отметить, что для первой и второй форм результат на рис.2 практически такой же как при применении методик Терских или АО БМЗ. Эти методики характерны тем, что базируются на сосредоточенных параметрах (невесомые валы и диски в начале вала). Реальная судовая крутильная система имеет в своем составе длинные и тяжелые (весомые) валы, которые имеют распределенные параметры.

Сравнение графиков рис.1 и рис.2 показывает, что для первой и второй форм учет распределенных параметров не обязателен. Однако для старших форм учет распределенных параметров необходим. Алгоритм, по которому вычислялись все формы колебаний, один и тот же.

Результаты, полученные для системы с сосредоточенными параметрами, можно считать достоверными, потому, что они практически совпадают с результатами известных расчетов. Для случая распределенных параметров достаточно сравнить результат с теоретическим решением для гладкого вала. Для гладкого вала со свободными торцами решение уравнения (3) будет иметь вид

$Z = \cos \frac{P_j}{V} y$. Граничные условия на торцах будут удовлетворены, если первые производные от формы на торцах будут равны нулю. Поэтому для вала, длина которого S , собственная круговая частота $P_j = J \cdot \pi \cdot V / S$.

Результаты расчета для $V=3160$ м/с и длины вала 12 метров приведены на рис.3. Вал был представлен тремя участками длиной по 4 метра каждый. Значения сосредоточенных масс на границах участков и масса винта считались равными нулю, жесткости участков одинаковы.

На рис.3 приведены результаты расчета для гладкого вала. Значение круговой частоты, полученной при расчете по первой форме составляет $7900,54 \text{ мин}^{-1}$. Теоретическое значение $-7900,6 \text{ мин}^{-1}$.

¹. Частоты по остальным формам практически совпадают.

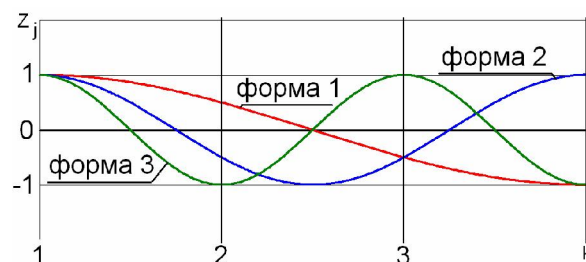


Рис.3. Формы для гладкого вала

Выбор расчетной схемы

Выбор расчетной схемы усложняется тем, что моменты инерции отсеков дизеля переменны. В качестве примера рассмотрим дизель производства Брянского завода 8ДКРН 60/195. Это лицензионная копия дизеля L60MC. Изменение момента инерции этого дизеля показано на рис.4.

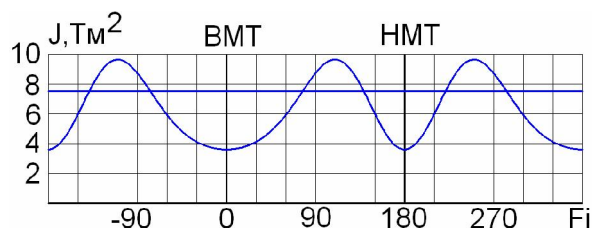


Рис.4. Зависимость приведенного момента инерции отсека дизеля от угла поворота кривошипа

На рис. 4 горизонтальная линия – это значение момента инерции, рекомендованное фирмой для крутильной схемы ($7,5 \text{ т} \cdot \text{м}^2$). Из рисунка видно, что момент инерции отсека изменяется более, чем в два раза. Уравнение движения отсека переменного момента инерции [1]

$$\ddot{\phi}_k \cdot (\theta_k + J_{knp}) = \Sigma M_k - \frac{\omega_k^2}{2} \frac{d}{d\phi} (J_{knp}),$$

где J_{knp} - переменная часть момента инерции, θ_k - постоянная часть момента инерции отсека, M_k - крутящий момент, приложенный к отсеку.

Изменение момента инерции отсека влияет на все приложенные к отсеку крутящие моменты. Расчетная схема должна учитывать изменение моментов инерции и распределенные параметры.

Такие комбинированные схемы, показанные на рис.5 и рис.6, позволяют исследовать стационарное и внезапное воздействие, но требуют математического описания мест стыковки.

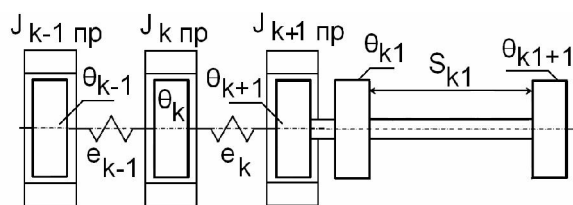


Рис.5. Расчетная схема с использованием составных дисков

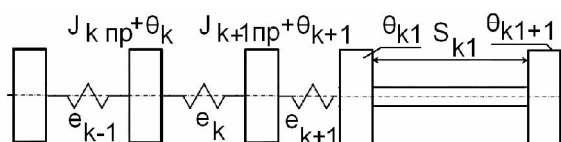


Рис.6. Расчетная схема с составными валами

Выводы

Крутильную систему необходимо рассматривать как систему с распределенными параметрами.

Расчетные схемы должны учитывать распределенные параметры валопровода и переменные параметры отсеков дизеля.

Список литературы:

1. Теория механизмов и машин [Текст]: учеб. пособие / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов, – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
2. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в судовых валопроводах с малооборотными дизелями с учетом распределенных крутящих моментов [Текст] / А.И. Тарасенко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 10 (87). – С. 184–187.

Bibliography(transliterated):

1. *Theory of Mechanisms and Machines*. [Text]/Frolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. – M.: 1987. – 496s.
2. Tarasenko A.I. Torsion vibrations in the ship shafts with the low speed diesel engine accounting torque distributions. [Text]/ A.I. Tarasenko // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – 2011. - № 10/87. – S. 184-187.

Поступила в редакцию 03.07.2014

Тарасенко Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры механики и конструирования машин Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

Тарасенко Андрей Александрович – инженер кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

ВИБІР РОЗРАХУНКОВОЇ КРУТИЛЬНОЇ СХЕМИ ПРОПУЛЬСИВНОГО СУДОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ

О.І. Тарасенко А.О. Тарасенко

Судовий пропульсивний комплекс розглядається як крутильна система з розподіленими параметрами, яка має маховики (циліндрові відсіки, гребний гвинт), поєднані валами. Вали можуть бути прийняті невагомими (враховується тільки жорсткість) або мати розподілені параметри. Наведено порівняльний аналіз результатів розрахунків по визначенню власних частот і форм для випадків невагомих валів, якими з'єднано маховики, і валів з розподіленими параметрами. Зроблено висновок про необхідність розглядання крутильної системи з розподіленими параметрами, якщо число форм, які розглядаються, більше двох. Запропоновано дві розрахункові схеми, які дозволяють робити розрахунки крутильної системи як системи з розподіленими параметрами.

SELECTION OF THE CALCULATING TORSION SCHEME FOR THE PROPULSIVE SYSTEM ON A LOW SPEED MARINE DIESEL

A.I. Tarasenko A.A. Tarasenko

Ship propulsion system is considered as a torsional system with distributed parameters, consisting of flywheels (compartments cylinder propeller) connected shafts. Shafts can be weightless (only hardness) or have distributed parameters. A comparative analysis of the calculation results to determine the natural frequencies and shapes for cases weightless shafts connecting flywheels and shafts with distributed parameters. It is concluded that the torsional system has to be considered as a system with distributed parameters, if the number of pending more than two forms. Two calculation schemes that allows to make a calculation of torsional system as a system with distributed parameters was proposed.