



УДК 681.5:629.12(045)

**DYNAMIC METHOD FOR DETERMINING THE CRITICAL FREQUENCIES OF THE RESONANCE OF TORSIONAL VIBRATION OF A SHIP PROPELLER SHAFT****ДИНАМИЧЕСКИЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРИТИЧЕСКИХ ЧАСТОТ РЕЗОНАНСА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРЕБНОГО ВАЛА СУДНА.****Leshchev V.A./Лещев В.А.***PhD., as.prof. / к.т.н., доц.*

ORCID 0000-0002-7327-6978,

SPIN-код:7889-6175,

**Naulyonov A.I./Найденов А.И.***S. teacher/cm. преп.*

ORCID 0000-0002-3979-4923

*National University "Odessa Maritime Academy"**Ukraine, Odessa, Didrihsone, 8, 65029.**Национальный университет «Одесская морская академия»**Украина, Одесса, Дитрихсона, 8, 65029.*

**Аннотация** В работе предложен метод определения резонансных частот в гребном валопроводе судна, основанный на применении частотных характеристик для визуальной модели построенной с применением программного комплекса VisSim. Разработана методика нахождения резонансных частот крутильных колебаний гребного валопровода путем получения частотных характеристик пропульсивной установки судна при сканировании гребного валопровода сигналом специального генератора частоты, имитирующего частоту вращения двигателя на визуальной модели трехмассовой механической части установки, включающей дизель, валопровод, редуктор и гребной винт. Создана цепная визуальная модель механической части пропульсивной установки судна. Проведено сравнение расчетных и экспериментально полученных на предложенной модели значений резонансных частот свободных колебаний валопровода судна. Показано, что предложенную методику визуального измерения характеристик крутильных колебаний гребного валопровода судна возможно применять на практике с достаточной для инженерных расчетов точностью.

**Ключевые слова:** пропульсивная установка, модель, крутильные колебания, валопровод судна, частотные характеристики.

**Вступление**

Повышение качества расчета резонансных параметров гребных водопроводов судов всегда было актуальной задачей при их проектировании и при эксплуатации. Этому вопросу посвящены многочисленные работы, которые уточняют и дополняют существующие методы определения резонансных характеристик судовых пропульсивных установок [1,2,3,4,5]. Как показывает практика методы расчета, основанные на классическом понимании происходящих в пропульсивном комплексе судна процессах, не всегда обеспечивают надежность поскольку аварии с гребными валопроводами продолжают иметь место. Поэтому, несмотря на создание многочисленных компьютерных программ для определения резонансных частот крутильных колебаний в сложных механических системах, вопрос развития методов их получения остается весьма актуальным, что видно из работ [6,7,8,9].

Повышение точности и надёжности расчета обычно связывают с увеличением числа учитываемых инерционных масс пропульсионной установки [6,10,11,12] что ведет к повышению степени дифференциальных уравнений описывающих



математическую модели. При этом, следует отметить что инерционностью автоматической части комплекса управления двигателем обычно пренебрегают, учитывая в математических моделях судовой двигатель только как механический инерционный элемент или как сочетание нескольких таких элементов. Однако, при расчетах систем автоматического регулирования двигатель всегда принимают как аperiodическое звено первого или высших порядков учитывая, что постоянные времени некоторых элементов системы автоматики имеют такой же порядок, как и постоянные времени механической части [6,7,12,]. Поэтому, поскольку механическая часть пропульсивной установки судна является неотделимой частью системы автоматического регулирования и охвачена единым динамическим процессом, возникает необходимость учета этой особенности при расчете колебательных явлений, что означает повышение точности расчета и улучшает прогнозирование его нормальной работы [8].

Основным методом исследования, проводимого в работе, является динамическое моделирование крутильных колебаний гребного вала пропульсивной установки судна со средне или высокооборотным судовым дизелем. Для моделирования колебательных процессов используется программный комплекс VisSsim, позволяющий создавать и визуально исследовать математические модели сложных инженерных систем с высокой степенью системы дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в гребном валопроводе судовой пропульсивной установки.

Опытнo-экспериментальной базой исследований, представленных в данной статье, являлся Дунайский институт Национального Университета «Одесская морская академия».

### Основная часть

Использованная в работе модель построена на основе наиболее часто используемой математической модели трехмассовой механической части (ТМЧ) пропульсивной установки судна со средне и высокооборотными дизелями, которая представлена системой дифференциальных уравнений [7]:

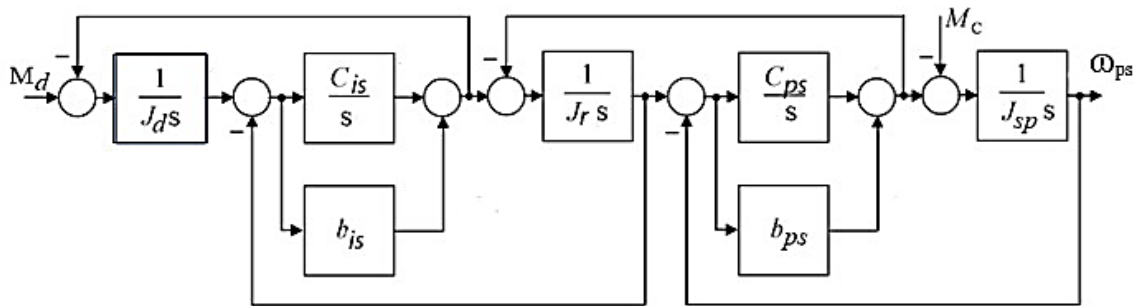
$$\left. \begin{aligned} M_d &= J_d \frac{d\omega_d}{dt} + C_{is} (\varphi_d - \varphi_r) + b_{is} (\omega_d - \omega_r) \\ C_{is} (\varphi_d - \varphi_r) + b_{is} (\omega_d - \omega_r) &= J_r \frac{d\omega_r}{dt} + C_{ps} (\varphi_2 - \varphi_3) + b_{ps} (\omega_2 - \omega_3) \\ C_{ps} (\varphi_r - \varphi_{sp}) + b_{ps} (\omega_r - \omega_{sp}) &= J_{sp} \frac{d\omega_{sp}}{dt} + M_c \end{aligned} \right\} (1)$$

В формуле (1) параметры имеют обозначения: инерционные моменты двигателя, редуктора и гребного винта –  $J_d$ ,  $J_r$ ,  $J_{sp}$ ; жесткости промежуточного и гребного валов –  $C_{is}$ ,  $C_{ps}$ , коэффициенты вязкого трения валов –  $b_{is}$ ,  $b_{ps}$ .

Уравнению (1) соответствует структурная схема механической части, составленная из передаточных функций элементов пропульсивной установки судна (рис.1). Там же обозначены: угловые частоты вращения:  $\omega_d$  – двигателя,  $\omega_{sp}$  – гребного винта,  $M_d$  – момент развиваемый дизелем,  $M_c$  – момент сопротивления на валу гребного винта. Буквой  $s$  обозначен оператор дифференцирования. Такую



структурную схему ТМЧ можно назвать типовой, поскольку она широко известна и является основой для многих исследований [7,12].

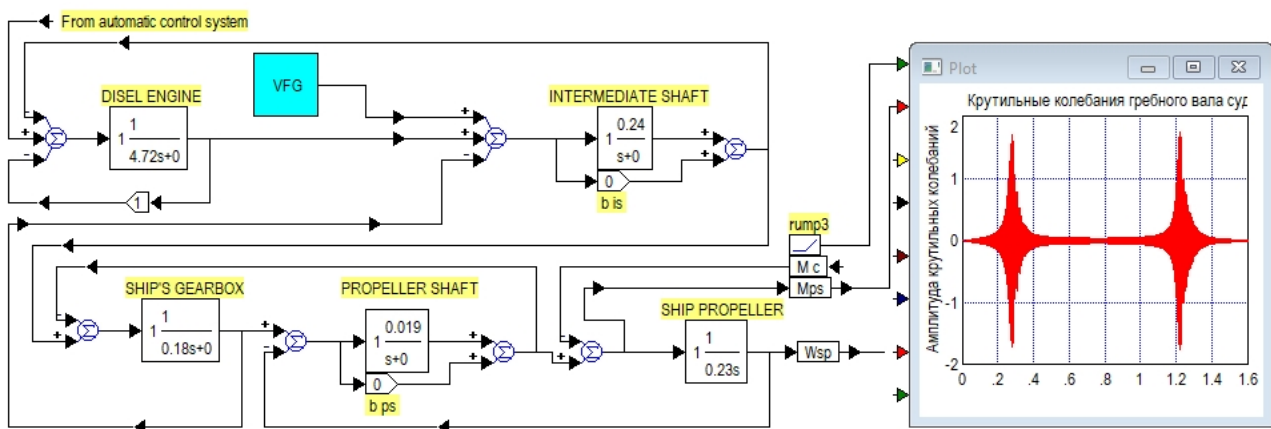


**Рисунок 1 Структурная схема трёхмассовой механической части пропульсивной установки.**

Из рисунка 1 видно, что показанная схема по существу так же является и цепной, т.е. такой схемой, которая состоит из идентичных и последовательно включенных четырехполосников. На основе такой структурной схемы для проведения экспериментов средствами программного комплекса VisSim создана визуальная цепная модель трёхмассовой части пропульсивной установки судна (рис.2), которая дополнительно представлена не только как сумма динамических элементов в виде передаточных функции, но и как часть системы автоматического регулирования. В этом предлагаемая модель существенно отличается от цепной схемы изображения ТМЧ (рис.1). Обусловлено это тем, что в схемах автоматики дизельный двигатель представляется как апериодическое звено первого порядка с

передаточной функцией  $W_d(p) = \frac{1}{T_d s + 1}$ , где постоянная времени двигателя  $T_d$

принята равной моменту его инерции  $J_d$ . Поэтому, для обеспечения единого динамического процесса, каким охвачены САР частоты вращения и ТМЧ установки в схему визуальной модели добавлена обратная отрицательная связь (ООС), охватывающая инерционную часть дизеля и имеющая коэффициент передачи равный единице.



**Рисунок 2 Динамическая модель для визуального исследования критических параметров пропульсивной установки судна**



Для получения частотных характеристик исследуемой модели в нее подается сканирующий сигнал, являющийся внутренним возбуждением системы от действия вибрационных моментов. В работе рассматривается только первая гармоника такого момента, возникающего в дизеле и имеющего частоту равную частоте вращения двигателя.

Для имитации частоты вращения гребного валопровода модель содержит генератор сканирующего сигнала VFG. Этот генератор подает на выход дизеля синусоидальный сигнал, который имеет амплитуду постоянной величины и частоту, которая изменяется пропорционально времени с постоянным ускорением. Таким образом, сигнал VFG, по мере увеличения его частоты, вызывает реакцию элементов схемы имитируя работу вибрационного момента двигателя. Задающая частота VFG в зависимости от цели опыта и может быть задана кратной частоте вращения двигателя в зависимости от номера исследуемой гармонической составляющей.

Выходной сигнал, эквивалентный амплитуде момента крутильных колебаний гребного валопровода  $M_{sp}$ , имеет точку считывания непосредственно перед гребным винтом и отражает динамику момента крутильных колебаний  $M_{ps}$  в валопроводе на экране программного осциллографа VisSim.

Параметры сканирующего генератора подобраны так, чтобы хорошо прорисовать картинку резонансных явлений на осциллографе с учетом ограничений программы VisSim и параметров компьютера, на котором проводился опыт. Методом интегрирования является метод Рунге-Кутты 2 порядка, а шагом интегрирования принят отрезок времени  $\Delta t = 0,001$  с.

При этом в качестве развертки осциллографа применяется генератор, обозначенный на схеме как *tramp3*, сигнал которого является огибающей сканирующей частоты. Он обеспечивает получение частотной характеристики ТМЧ так как согласовывает шкалы отсчета частоты вращения дизеля со шкалой амплитуды крутильных колебаний. Для этого в программном осциллографе (*plot*) включена опция «XY Axis» со значением 1.

Задающей величиной генератора *tramp3* является амплитуда сигнала (*scaling factor*) подаваемого на осциллограф через беспроводный передатчик из блока формирования сканирующего сигнала (*Signal conditioning unit*) генератора VFG. Амплитуда этого сигнала изменяется прямо пропорционально времени по закону  $U_{scu} = k_{scu} t$ . Коэффициент сигнала выбран равным  $k_{scu} = 0,0001$ , чтобы свести к минимуму динамическую ошибку по возмущающему сигналу, частота которого имеет постоянное ускорение  $\sigma^f$ . Переключение сканирующего сигнала VFG с выхода двигателя на его вход нецелесообразно так как это приводит к увеличению такой ошибки при считывании частоты резонанса.

Необходимо отметить, что время сканирования при таком  $k_{scu}$  значительно увеличивается, но это приводит к повышению качества прорисовки на экране осциллографа динамических процессов. Все другие сигналы, которые могут действовать в системе, включая момент сопротивления  $M_c$  на гребном винте, в данном опыте отключены. Описание модели генератора VFG и параметры его



элементов приведены в литературе [7].

Рассмотрим пропульсивную установку судна, представленной в виде трехмассовой части, технические параметры которой приведены в таблице 1.

**Таблица 1.**

**Технические параметры пропульсивной установки судна**

Элементы пропульсивной установки судна	Обозначение элементов модели на рис.3	Значение параметров до приведения	Значение параметров после приведения
Инерционный момент дизеля	$J_d$	$4,72 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$4,72 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
Инерционный момент второй ступени редуктора	$J_r$	$1,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$1,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
Инерционный момент гребного винта	$J_{sp}$	$2,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$0,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
Жесткость промежуточного вала или муфты	$C_{is}$	$0,24 \cdot 10^6 \text{ Н м}$	$0,24 \text{ Н м}$
Жесткость гребного вала	$C_{ps}$	$0,19 \cdot 10^6 \text{ Н м}$	$0,019 \text{ Н м}$
Коэффициент вязкости промежуточного вала	$b_{is}$	$0,05$	$0,05$
Коэффициент вязкости гребного вала	$b_{ps}$	$0,05$	$0,005$
Передаточное число редуктора	$i_r$	$3,19$	$3,19$
Номинальная частота вращения дизеля	$n_d$	$100 \text{ rad/s}$	$\omega_d = 1$

Созданная в программном комплексе VisSim с параметрами таб. 1 визуальная модель пропульсивной установки с указанием значений его элементов в относительных единицах показана на рис.2.

Все внешние возбуждающие сигналы для объективности в данном опыте отключены или имеют параметры равные нулю. Для обеспечения сравнения результатов проводимого опыта с расчетными, элементы схемы для учета вязкого трения в данной схеме так же имеют значение  $b_{is} = b_{sp} = 0$  поскольку при подобных расчетах вязкое трение, возникающее в стальных валах, обычно не учитывается.

Надписями в схеме обозначены элементы валопровода судна, а цифрами показаны их числовые значения согласно таблицы 1. Значения величин элементов приведены к угловой частоте вращения вала двигателя  $\omega_d$  и также указаны в табл.1.

В связи с этим угловые частоты валопровода, состоящего из промежуточного вала (is), гребного вала (ps) и гребного винта (sp), после приведения к валу двигателя приняты равными:  $\omega_d = \omega_{is} = \omega_{ps} = \omega_{sp}$ . При этом приведенная



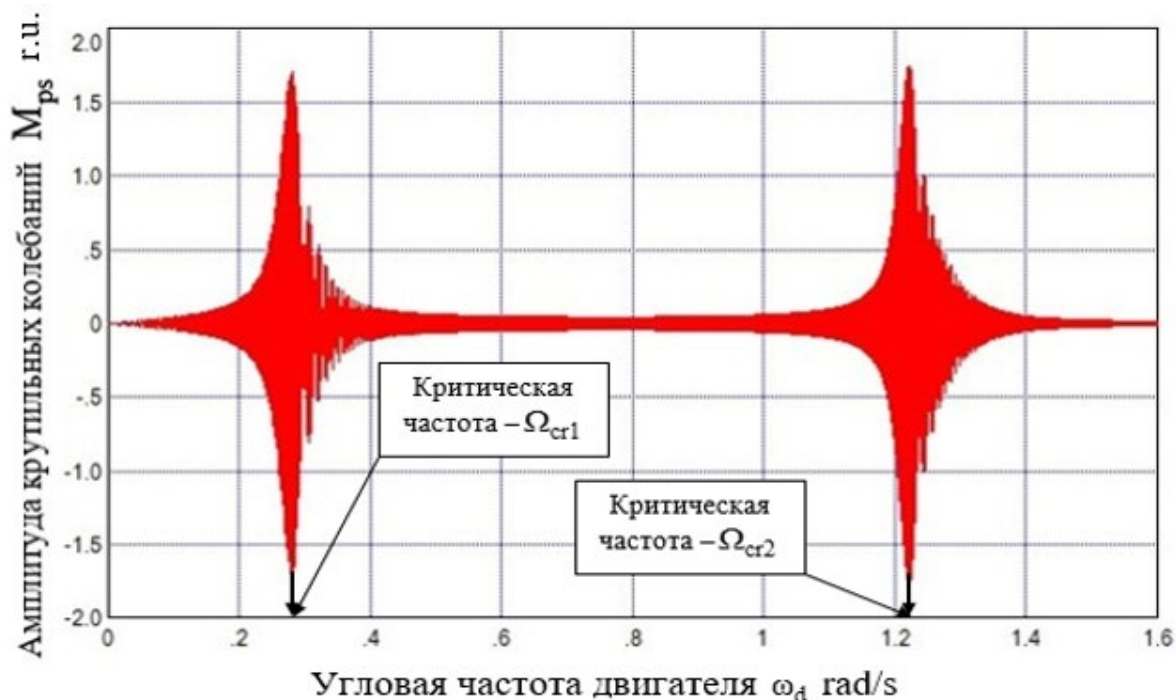
номинальная угловая частота двигателя принята равной  $\omega_d = 1$ .

Поскольку визуальная модель ТМЧ математически построена на системе дифференциальных уравнений (1), то при условии, когда действие диссипативных сил вязкого действия не учитываются, величины частот резонанса в валопроводе  $\Omega_{cr}$ , найденные в опыте, должны соответствовать расчетным критическим частотам свободных колебаний  $\Omega$ .

Идея определения частот резонанса валопровода заключается в том, что если построить амплитудно-частотную характеристику (АЧХ) ТМЧ пропульсивной установки судна и по диаграмме Бode найти точки сопряжения, которые соответствуют значению оператора дифференцирования  $s$ , называемого полюсом функции, где частота сканирования равна корню характеристического уравнения ТМЧ  $\omega_{sp_i} = k_i$ , то эти точки будут являться частотами свободных колебаний валопровода  $\Omega_i$ .

Определим резонансные частоты по осциллограмме динамического процесса колебаний в гребном валопроводе.

На рисунке 3 показана полученная на модели зависимость амплитуды момента крутильных колебаний гребного вала  $M_{sp}$  от угловой частоты двигателя  $\omega_d$ . Эта зависимость является амплитудно-частотной характеристикой (АЧХ) и из нее видно, что в валопроводе исследуемой пропульсивной установки существуют две основные критические частоты свободных колебаний, обозначенные как  $\Omega_{cr1}$  и  $\Omega_{cr2}$ .



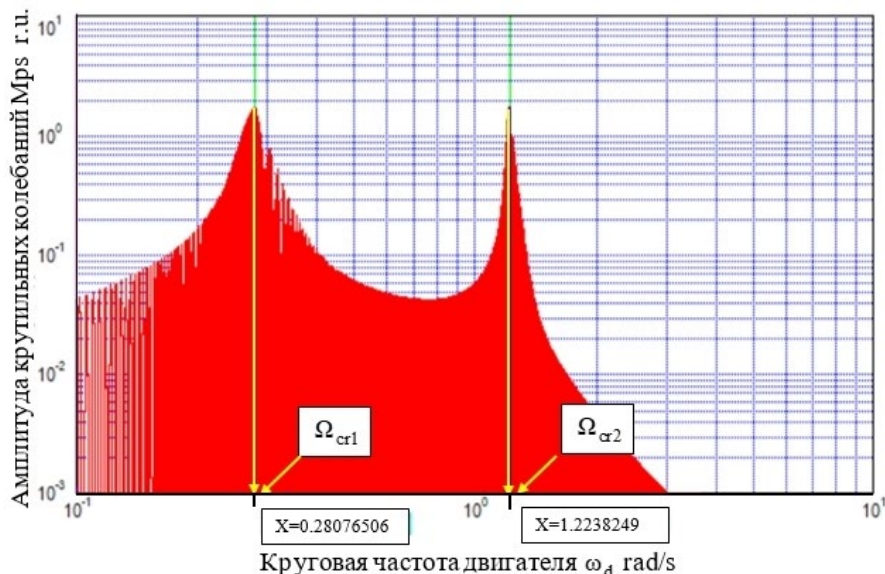
**Рисунок 3** Зависимость амплитуды крутильных колебаний гребного вала от угловой частоты двигателя  $M_{sp} = f(\omega_d)$

Представим осциллограмму (рис.3) в виде логарифмической амплитудно-частотной характеристики (ЛАЧХ). Для этого в программном осциллографе «Plot» в настройках экрана включим параметры «Grid lines», «LogX» и «LogY». При этом



осциллограмма примет вид, показанный на рисунке 4.

По виду полученной ЛАЧХ (диаграмма Бode) определяем точки резонансных частот гребного валопровода и считываем их с экрана. Считывание значений измеряемых частот проводится при помощи специального параметра программного осциллографа VisSim “Read Coordinators”. Эти значения, с точностью до 5 знаков, равны: низкая частота -  $\Omega_{cr1}=0,28077$  rad/s и высокая частота -  $\Omega_{cr2}=1,2238$  rad/s.

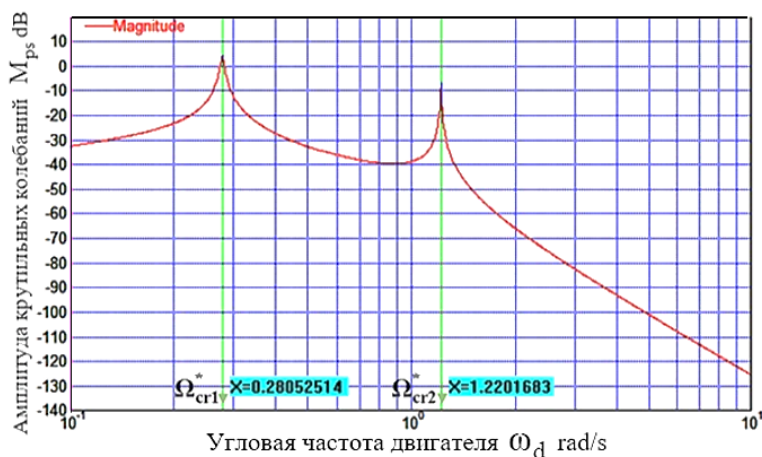


**Рисунок 4** ЛАХ трехмассовой части пропульсивной установки

Используя свойства программы VisSim строить частотные характеристики моделей при помощи параметра меню «Analyze», получим диаграмму Бode и найдем значения точек сопряжения ЛАЧХ ТМЧ пропульсивной установки.

Так как в исследуемой модели пропульсивной установки судна отсутствует общая обратная связь с выхода на вход, а присутствуют только внутренние обратные связи, то для построения ЛАЧХ и ЛФЧХ, никакие связи в схеме ТМЧ не размыкаются.

На рисунке 5 показана такая, построенная программой VisSim, характеристика ЛАЧХ (диаграмма Бode). Из этого рисунка видны два характерных пика характеристики в точках сопряжения частот, которые отражают явление резонанса.



**Рисунок 5.** Диаграмма Бode, где  $\Omega_{cr1}^*$  – низкая частота резонанса и  $\Omega_{cr2}^*$  – высокая частота резонанса валопровода судна



Измерение на диаграмме (рис.5) дает значения низкой и высокой резонансных частот ТМЧ:  $\Omega_{cr1}^* = 0,28053 \text{ rad/s}$  и  $\Omega_{cr2}^* = 1,2202 \text{ rad/s}$ .

Сравнение результатов измерений точек сопряжения в ЛАЧХ, полученных двумя разными способами, показывает практическое совпадение значений частот резонанса как для низкой  $\Omega_1$ , так и для высокой  $\Omega_2$  частот.

На третьем этапе произведем расчет частоты свободных крутильных колебаний  $\Omega_1$  и  $\Omega_2$  в гребном валу по известной методике, которая приведена в литературе [3].

Представим трехмассовую механическую часть установки в виде двух отдельных двухмассовых частей. Вставляя приведенные значения элементов пропульсивной установки из таблицы 1 в формулы (2) и (3) найдем квадраты парциальных частот колебаний двухмассовых механических частей (ДМЧ). Для исследуемой в статье схемы в относительных единицах они будут равны соответственно:

$$\Omega_{is}^2 = C_{is} \frac{J_d + J_r}{J_d J_r} = 0,24 \frac{4,72 + 0,22}{4,72 \cdot 0,22} = 1,1417 \text{ rad/s}, \quad (2)$$

$$\Omega_{sp}^2 = C_{ps} \frac{J_r + J_{ps}}{J_r J_{ps}} = 0,019 \frac{0,22 + 0,23}{0,22 \times 0,23} = 0,16897 \text{ rad/s}. \quad (3)$$

Используя значения парциальных частот (2) и (3) определим частоты свободных колебаний исследуемой трёхмассовой системы применяя известные формулы:

$$\Omega_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\Omega_{is}^2 + \Omega_{ps}^2 - \sqrt{\Omega_{is}^4 + \Omega_{ps}^4 - \frac{2C_{is}C_{ps}}{J_d J_r^2 J_{ps}} (J_d J_r + J_r^2 + J_r J_{ps} - J_d J_{ps})}}. \quad (4)$$

$$\Omega_2 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\Omega_{is}^2 + \Omega_{ps}^2 + \sqrt{\Omega_{is}^4 + \Omega_{ps}^4 - \frac{2C_{is}C_{ps}}{J_d J_r^2 J_{ps}} (J_d J_r + J_r^2 + J_r J_{ps} - J_d J_{ps})}}. \quad (5)$$

Здесь частота  $\Omega_1$  является низкой частотой, а  $\Omega_2$  – высокой частотой свободных колебаний гребного валопровода.

Подставляя в формулы (4) и (5) результаты расчетов по формулам (2) и (3) получим значение низкой частоты резонанса в трёхмассовой части:

$$\begin{aligned} \Omega_1 &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1,38418 + 0,188164 - \sqrt{1,91595 + 0,03541 - \frac{2 \times 0,24 \times 0,019}{4,72 \times 0,18^2 \times 0,23} \times \rightarrow}} \\ &\rightarrow (4,72 \times 0,18 + 0,18^2 + 0,18 \times 0,23 - 4,72 \times 0,23) = 0,27819 \text{ rad/s}, \quad (6) \end{aligned}$$

и значение ее высокой частоты:

$$\begin{aligned} \Omega_2 &= \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1,38418 + 0,188164 + \sqrt{1,91595 + 0,03541 + \frac{2 \times 0,24 \times 0,019}{4,72 \times 0,18^2 \times 0,23} \times \rightarrow}} \\ &\rightarrow (4,72 \times 0,18 + 0,18^2 + 0,18 \times 0,23 - 4,72 \times 0,23) = 1,2184 \text{ rad/s}. \quad (7) \end{aligned}$$

Таким образом величины расчетных частот свободных колебаний валопровода





для исследуемой пропульсивной установки судна равны:  $\Omega_1=0,27819$  rad/s и  $\Omega_2=1,2184$  rad/s.

Проведем сравнение величин расчетных частот свободных колебаний из формул (6) и (7) с величинами частот  $\Omega_{cr1}$  и  $\Omega_{cr2}$ , полученных при эксперименте на визуальной модели при считывании из ЛАЧХ.

Точность результатов расчета и эксперимента обусловлена округлением расчетных величин и ошибкой считывания величин по экрану осциллографа, а так же тем, что при проведении опыта шаг интегрирования был ограничен программной величиной  $\Delta t=0,001$ с. Для удобства анализа найденные абсолютные  $\Delta\Omega$  и относительные  $\delta\Omega$  погрешности сведены в таблицу 2.

Таблица 2

**Сравнительный анализ резонансных частот, полученных на модели и расчетным путем**

Частота резонанса на модели rad/s		Расчетная частота свободных колебаний, rad/s		Абсолютная погрешность rad/s		Относительная погрешность %	
$\Omega_{cr1}^*$	$\Omega_{cr2}^*$	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\Delta\Omega_1$	$\Delta\Omega_2$	$\delta\Omega_1$	$\delta\Omega_2$
0,28052	1,2202	0,27819	1,2184	0,00233	0,0018	0,8306	0,1475

Из таблицы 2 видно, что как абсолютная, так и относительная погрешности уменьшаются с ростом частоты сканирования. Вместе с тем, из анализа погрешностей следует, что экспериментальные  $\Omega_{cr}^*$  и расчетные  $\Omega_{cr}$  значения резонансных частот практически совпадают, поскольку относительная погрешность в проведенном опыте в диапазоне исследованных частот не превышает величины  $\delta\Omega \leq 1\%$ .

Из этого следует, что предлагаемый в статье метод визуального определения резонансных частот крутильных колебаний гребного валопровода судна можно применять с достаточной для инженерных расчётов точностью.

Проведенное исследование позволяет сделать предположение, что разработанная методика расчета может быть достаточно просто применена при представлении механической части пропульсивной установки в виде многомассовой системы.

**Заключение и выводы.**

Результаты исследования заключаются в том, что создана цепная визуальная модель механической части пропульсивной установки судна, а также предложен метод получения с ее помощью частотных параметров крутильных колебаний гребного валопровода при резонансе, для чего применено сканирование валопровода сигналом изменяющейся по линейному закону частоты.

В работе использована модель, в которой дополнительно учтено влияние инерционных элементов автоматики дизеля на динамические процессы в механической части пропульсивной установки путем представления передаточной функции двигателя в виде апериодического звена первого порядка.

Предложена методика определения технических параметров крутильных



колебаний гребного валопровода судна с применением частотного анализа и использованием логарифмических амплитудно-частотных характеристик. Проведено сравнение расчетных и экспериментально полученных на предложенной модели значений резонансных частот свободных колебаний валопровода судна. Показано, что предложенную методику визуального измерения характеристик крутильных колебаний гребного валопровода судна возможно применять на практике с достаточной для инженерных расчетов точностью.

Отмечено, что разработанная методика расчета применима для расчета параметров крутильных колебаний в механической части пропульсивной установки, которая является многомассовой системой.

#### Литература

1. Ефремов Л.В. Теория и практика исследования крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. // СПб., Наука, – 2007. – 273с. ISBN 5-02-025134-8.
2. Попов А.А. Опыт торсиографирования судовых водопроводов с применением современных средств и методов измерений. // М. Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. Выпуск 30, – 2007. – С.99-116. ISBN 5-89331-100-0.
3. Feese, T., Maxfield, R., Torsional Vibration Problem with Motor/ID Fan System Due to PWM Variable Frequency Drive – Proceedings of the Thirty-Seventh Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 2008. – pp. 45-56.
4. F. Besnier, L. Jian, L. Murawski, and M. Weryk, “Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration, International Shipbuilding Progress, - vol. 55, no. 1-2, - 2008. - pp. 3–27. ISSN: 1070-9622 (Print), ISSN: 1875-9203 (Online), DOI: 10.1155/3148.
5. Y. Sun, M. Thomas. Semi-active Torsional Vibrations Control of a Rotor Using a Smart ER Dynamic Absorber // Department of Mechanical Engineering, ETS, 1100, Notre-Dame West Street, Montreal, Quebec, (H3C 1K3), CANADA marc.thomas@etsmtl.ca Published, 2019. – pp.1-12.
6. Саушев А.В., Шошмин В.А. Моделирование многомассовых механических систем электроприводов методом электрической аналогии. / СПб. Журнал университета водных коммуникаций. № 4.– 2010. – С.57-64. ISSN 2073-6169.
7. Лещев В.А., Маслов И.З., Найденов А.И., Моделирование взаимодействия между валопроводом судна и САРЧ вращения среднеоборотного дизеля // Одесса, Научный взгляд в будущее. – Выпуск 19. Том 1. – 2020 – С. 44-55. SSN (Online): 2415-7538, ISSN (Print): 2415-766X, DOI: 10.30888/2415-7538.
8. Leshchev V.A. Modeling of the Impact of Dynamic Modes of a Diesel Engine on the Indicators of Toxic Emissions of Exhaust Gases / Kansas City, USA, Jour of Adv. Research in Dynamical & Control Systems, Vol. 11, 11 – Special Issue, – 2019, – Pp.1111-1117. ISSN 1943-023X, DOI: 10.5373/JARDCS/V11SP11/20193142.
9. 12 F. Besnier, L. Jian, L. Murawski, and M. Weryk. Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration // International Shipbuilding Progress, vol. 55, no. 1-2, 2008. – pp. 3–27.



10. G. Zhang, Y. Zhao, T. Li, and X. Zhu. Propeller Excitation of Longitudinal Vibration Characteristics of Marine Propulsion Shafting System // Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration Volume 2014, Article ID 413592, 2014, – 19p. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/413592>.

11. G. B. Zhang, Y. Zhao, Reduced-order modeling method for longitudinal vibration control of propulsion shafting // Proceedings of the International Conference on Mechanical, Industrial and Manufacturing Engineering, Singapore, 2012. – pp.73-80. ISSN: 1070-9622 (Print), ISSN: 1875-9203 (Online), DOI: 10.1155/3148.

12. P. G. Dylejko, N. J. Kessissoglou, Y. Tso, and C. J. Norwood, “Optimization of a resonance changer to minimize the vibration transmission in marine vessels,” // Journal of Sound and Vibration, vol. 300, no. 1-2, – 2007. – pp. 101–116.

### References

1. Efremov L.V. Theory and practice of research of torsional vibrations of power plants using computer technology. // Spb., Science, - 2007, – 273p. ISBN 5-02-025134-8.

2. Popov A.A. Experience in torsiography of ship water pipelines using modern measuring instruments and methods. // M. Scientific and technical collection of the Russian Maritime Register of Shipping. Issue 30, – 2007. – S. 99-116. ISBN 5-89331-100-0.

3. Feese, T., Maxfield, R., Torsional Vibration Problem with Motor / ID Fan System Due to PWM Variable Frequency Drive - Proceedings of the Thirty-Seventh Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 2008. – pp. 45-56.

4. F. Besnier, L. Jian, L. Murawski, and M. Weryk, “Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration, International Shipbuilding Progress, - vol. 55, no. 1-2, – 2008. – pp. 3-27. ISSN: 1070-9622 (Print), ISSN: 1875-9203 (Online), DOI: 10.1155 / 3148.

5. Y. Sun, M. Thomas. Semi-active Torsional Vibrations Control of a Rotor Using a Smart ER Dynamic Absorber // Department of Mechanical Engineering, ETS, 1100, Notre-Dame West Street, Montreal, Quebec, (H3C 1K3), CANADA marc.thomas@etsmtl.ca Published, – 2019. – pp. 1-12.

6. Saushev A.V., Shoshmin V.A. Simulation of multi-mass mechanical systems of electric drives by the method of electrical analogy. / SPb. Journal of the University of Water Communications. No. 4 – 2010. – pp. 57-64. ISSN 2073-6169.

7. Leshchev VA, Maslov IZ, Naydenov AI, Modeling the interaction between the shaft line of a ship and the ARCH of a medium-speed diesel engine // Odessa, Scientific look into the future. - Issue 19. Volume 1. - 2020 - P. 44-55. SSN (Online): 2415-7538, ISSN (Print): 2415-766X, DOI: 10.30888 / 2415-7538. A scientific look into the future. – Issue 19. Volume 1. – Odessa: KUPRIENKO SV, – 2020 – 108 p.

8. Leshchev V.A. Modeling of the Impact of Dynamic Modes of a Diesel Engine on the Indicators of Toxic Emissions of Exhaust Gases / Kansas City, USA, Jour of Adv. Research in Dynamical & Control Systems, Vol. 11, 11 - Special Issue, – 2019, – Pp. 1111-1117. ISSN 1943-023X, DOI: 10.5373 / JARDCS / V11SP11 / 20193142.

9.12 F. Besnier, L. Jian, L. Murawski, and M. Weryk. Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration // International Shipbuilding Progress, – vol. 55, no. 1-2, – 2008. – pp. 3-27.

10. G. Zhang, Y. Zhao, T. Li, and X. Zhu. Propeller Excitation of Longitudinal Vibration Characteristics of Marine Propulsion Shafting System // Hindawi Publishing Corporation Shock and Vibration Volume 2014, Article ID 413592, – 2014, – 19p. <http://dx.doi.org/10.1155/2014/413592>.

11. G. B. Zhang, Y. Zhao, Reduced-order modeling method for longitudinal vibration control of propulsion shafting // Proceedings of the International Conference on Mechanical, Industrial and Manufacturing Engineering, Singapore, – 2012. – pp. 73-80. ISSN: 1070-9622 (Print), ISSN: 1875-9203 (Online), DOI: 10.1155 / 3148.



12. P. G. Dylejko, N. J. Kessissoglou, Y. Tso, and C. J. Norwood, “Optimization of a resonance changer to minimize the vibration transmission in marine vessels,” // Journal of Sound and Vibration, vol. 300, – no. 1-2, – 2007. – pp. 101-116.

***Abstract.** The paper proposes a method for determining the resonant frequencies in the propeller shaft of the ship, based on the application of frequency characteristics for the visual model built using the VisSim software package. The method of finding of resonant frequencies of torsional oscillations of propeller shaft by means of receiving the frequency characteristics of ship propulsive unit when scanning the propeller shaft with the signal of special frequency generator, simulating the engine frequency on the visual model of three-mass mechanical unit, including diesel engine, propeller shaft, reducer and propeller. A chain visual model of the mechanical part of the ship propulsion unit has been created. The values of resonance frequencies of free oscillations of ship propulsion system calculated and experimentally received on the proposed model are compared. It is shown that the proposed technique of visual measurement of torsional vibration characteristics of ship propulsion shaft line can be used in practice with sufficient accuracy for engineering calculations.*

***ords:** propulsion system, model, torsional vibrations, ship shafting, frequency characteristics.*

Статья отправлена 12.04.2021

©Лещев В.А., Найденов А.И.