



УДК 681.5:629.12(045)

VISUAL MODELING OF THE IMPACT OF VISCOUS FRICTION ON THE CRITICAL FREQUENCIES OF TORQUE VIBRATIONS OF THE PROPELLER SHAFT

ВИЗУАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ ВЯЗКОГО ТРЕНИЯ НА КРИТИЧЕСКИЕ ЧАСТОТЫ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ГРЕБНОГО ВАЛА СУДНА

Leschev V.A. / Лещев В.А.*PhD., as.prof. / к.т.н., доц.
ORCID 0000-0002-7327-6978,
SPIN-код: 7889-6175,***Maslov I.Z. / Маслов И.З.***PhD., as.prof. / к.т.н., доц.***Naydyonov A.I. / Найденов А.И.***S. teacher/ст. преп.**ORCID 0000-0002-3979-4923**Danube Institute of National University "Odessa Maritime Academy"**Ukraine, Odessa reg., Izmail sity, Fanagoriyskaya st., 9, 68601.**Дунайский институт Национального университета «Одесская морская академия» Украина,
Одесская обл. г. Измаил, ул. Фаногорийская 9, 68601*

Аннотация. Актуальность работы подтверждается тем, что в ней разработан визуальный метод определения опасных частот и моментов при резонансе в гребном валу судна, позволяющий наглядно и быстро определить необходимые для надежной работы параметры пропульсивной установки на визуальной математической модели.

Целью исследования является разработка методики определения критических моментов и частот крутильных колебаний гребного валопровода путем сканирования сигналом с фиксированной амплитудой и линейно изменяющейся частотой, имитирующей вращение гребного валопровода при помощи визуальной модели и исследование их выявленных особенностей.

Основным методом исследования является динамическое моделирование крутильных колебаний гребного вала пропульсивной установки судна со средне или высокооборотным судовым дизелем, для чего используется программный комплекс *VisSsim*, позволяющий создавать и исследовать визуальные математические модели сложных инженерных систем.

Результаты исследования заключаются в создании действующей специальной визуальной модели динамических процессов резонанса в пропульсивной установке судна, а также в возможности исследования влияния на исследуемые процессы явления вязкого трения в судовых валах.

В работе также выявлен диапазон скольжения критических частот при изменении при различных коэффициентах вязкости и показано, что такое явление можно не учитывать при установлении опасного диапазона работы. Найдено, что кроме вибрационных крутильных моментов от основных критических частот на гребной валопровод действуют также и многочисленные резонансные пики момента крутильных колебаний, в виде биений, возникающих от сложения частоты вращения вала и критических частот его свободных колебаний. Выявлено, что это явление приводит к расширению опасных диапазонов работы дизеля.

Отмечено, что действие вязкого трения на величину амплитуды критического момента резко возрастает при увеличении их частоты, что приводит к подавлению момента крутильных колебаний на высоких частотах вращения двигателя.

Практическая значимость заключается в наглядности происходящих в системе процессов, в сокращении времени на проектирование судовых установок и учете дополнительных факторов, ранее не учитываемых при расчетах.



Ключевые слова: визуальная модель, динамическое моделирование, резонанс крутильных колебаний, валопровод, критические частоты.

Вступление

В настоящее время появилось много научных работ, в которых предлагается совершенствование существующие методик расчета критических параметров пропульсивных установок судов, с целью повышения надежности и точности получаемых результатов [1,2,3,4,5]. Следует отметить, что большинство этих исследования обладают теми или другими недостатками. Многие не обладают наглядными и быстрыми способами расчета и подбора необходимых при проектировании установки параметров ее элементов, составляющих сочетание системы автоматизации дизеля и часто принимаемой в расчетах механической трех-массовой части (ТМЧ) комплекса [6,7,8]. Необходимо отметить, что при этом приходится упрощать систему дифференциальных уравнений и уменьшать точность расчета [9,10,11].

В тоже время для расчета более сложных систем для определения резонансных частот необходимо применять методы, не обладающие наглядностью и требующие длительного подбора оптимальных составляющих пропульсивной установки [7,8,11,12]. Например, таким перспективным методом расчета является широко применяемый матричный метод. Он успешно реализуется при помощи компьютерных программ.

Также существуют специализированные программы для исследования кинематики и динамики крутильных колебаний в сложных механических системах. Например, комплекс программ ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) фирмы Mechanical Dynamics.

Упрощенный анализ кинематического и динамического состояний механизмов может быть выполнен в КОМПАС 3DV8 Plus (компания АСКОН).

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

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

Структура и содержание модели.

Основная модель создана на основе математической модели трех-массовой механической части (ТМЧ) включающей в себя инерционную часть дизеля, промежуточный вал (гибкая муфта), понижающий редуктор, гребной вал и гребной винт, что характерно для средне и высокооборотных дизелей,

На основе структурной схемы [3] средствами программного комплекса VisSim создана визуальная модель для исследования критических параметров пропульсивной установки судна. Такая модель ТМЧ показана на рис.1.

На ней обозначены следующие параметры: инерционные моменты



двигателя, редуктора и гребного винта – J_d, J_r, J_{sp} ; жесткости валов – C_{is}, C_{ps} ; коэффициенты вязкости – b_{is}, b_{ps} . Принцип работы подобной схемы описан в литературе [2].

На схеме обозначены также угловые частоты вращения: ω_d – частота вращения двигателя; ω_r – частота выходной шестерни редуктора; ω_{sp} – частота вращения гребного винта. Оператор дифференцирования обозначен буквой s .

Методом интегрирования в опыте был принят метод Рунге-Куты второй степени, а шаг интегрирования в системе был задан в размере $\Delta t = 0,001$ сек.

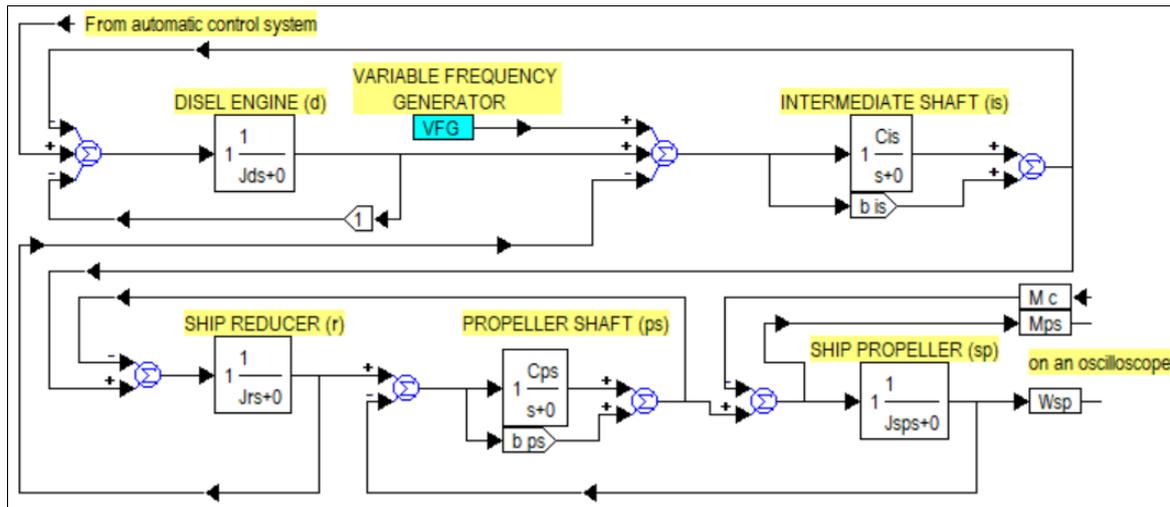


Рис.1. Визуальная модель для исследования критических параметров пропульсивной установки судна

Для получения частотных характеристик исследуемой системы ТМЧ применена модель сканирующего генератора VFG, который вырабатывает синусоидальный сигнал с постоянной амплитудой и с изменяющейся пропорционально времени частотой колебаний. Сигнал генератора VFG имитирует частоту вращения гребного вала. Модель такого генератора показана на рис.2.

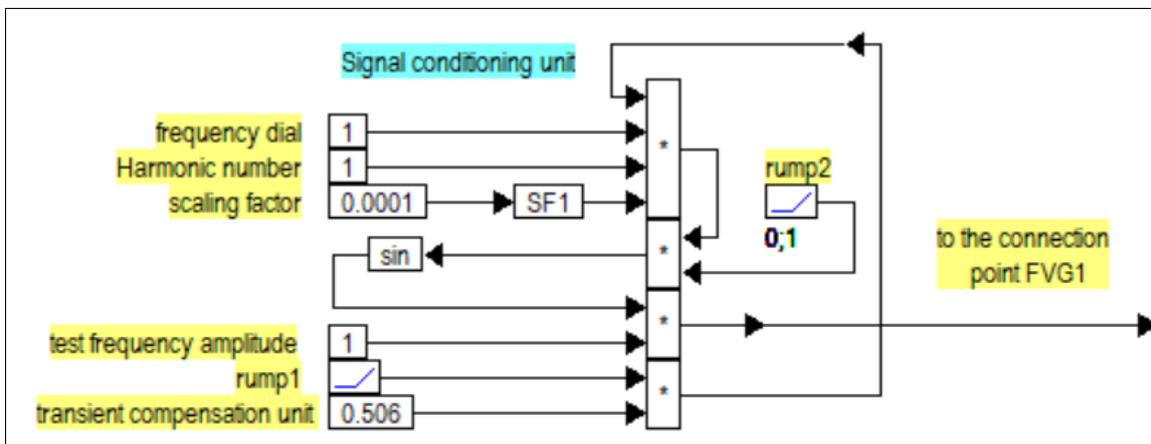


Рис.2. Модель сканирующего генератора FVG с изменяющейся во времени частотой $\Omega_g = f(t)$ и постоянной амплитудой $M_{VFG} = 1$



Выходной сигнал генератора VFG включен на выход дизеля поскольку он в данном случае является источником вибраций. Через обратную связь инерционная часть дизеля также почувствует в колебательных процессах.

Все другие сигналы, включая момент сопротивления M_c на гребном винте, в данном опыте отключены.

Амплитуда сканирующей частоты генератора VFG выбрана фиксированной. Ее значение условно принято за единицу возбуждающего вибрационного момента $M_{VFG} = M_{d.vib} = 1$.

В качестве развертки осциллографа применяется стандартный генератор VusSim tramp3, согласованный с VFG при помощи беспроводной связи и с включенной опцией программного осциллографа «XY Axis», имеющей значение 1.

Основная часть

Рассмотрим трех-массовую часть пропульсивной установки судна, технические параметры которой приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Технические параметры пропульсивной установки судна

Элементы пропульсивной установки	Обозначение элементов модели на рис.3	Значение параметров до приведения	Значение параметров после приведения
Инерционный момент дизеля	J_d	4,72 кг×м ²	4,72 кг×м ²
Инерционный момент второй ступени редуктора	J_r	1,8 кг×м ²	0,18 кг×м ²
Инерционный момент гребного винта	J_{sp}	2,3 кг×м ²	0,23 кг×м ²
Жесткость промежуточного вала или муфты	C_{is}	0,24×10 ⁶ Н м	0,24 Н м
Жесткость гребного вала	C_{ps}	0,19×10 ⁶ Н м	0,019 Н м
Коэффициент вязкости промежуточного вала	b_{is}	0,05	0,05
Коэффициент вязкости гребного вала	b_{sp}	0,05	0,005
Передаточное число редуктора	i_r	3,19	3,19
Номинальная частота вращения дизеля	ω_d	1000 об/мин	1
Частота вращения гребного вала	ω_{sp}	313,48 об/мин	1

Экспериментальная модель такой установки с указанием значений его элементов показана на рисунке 3.

Надписями в схеме рисунка 3 обозначены элементы валопровода судна, а цифрами показаны их числовые значения согласно таблицы 1. На рисунках в



статье указана частота вращения гребного вала ω_{sp} , которая приведена к валу двигателя путем умножения ее величины на коэффициент редукции i . После этого промежуточный вал валопровода и гребной вал имеют одинаковую частоту вращения ω_{sp} . Приведенные промежуточный вал и гребной вал в дальнейшем будем называть гребным валопроводом.

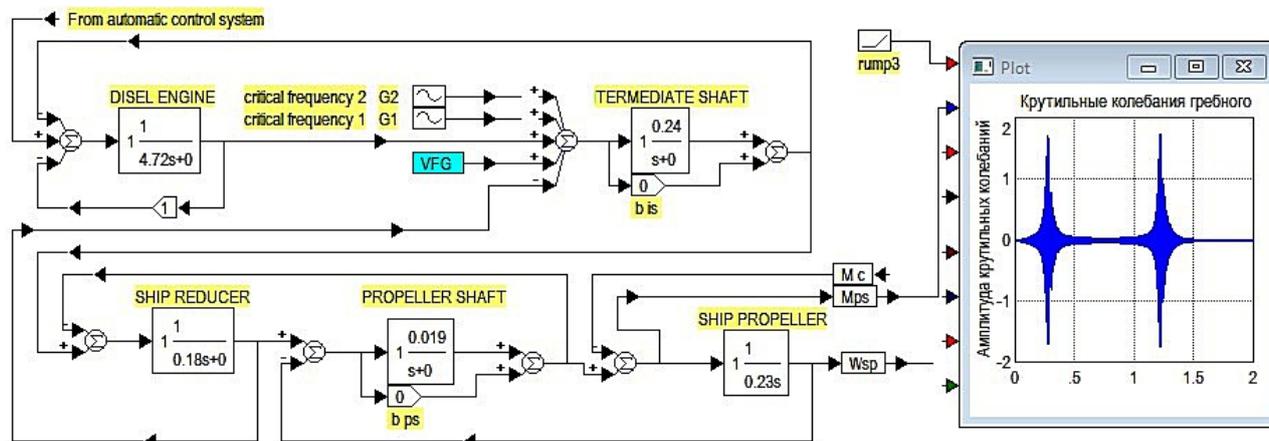


Рис. 3. Визуальная модель пропульсивной установки судна для исследований крутильных колебаний гребного валопровода судна

После запуска модели (рис.3) на экране программного осциллографа появляется частотная характеристика ТМЧ как зависимость момента крутильных колебаний M_{sp} от частоты вращения гребного валопровода ω_{sp} . Условно ее можно назвать амплитудно-частотной характеристикой. Она приведена на рисунке 4.

В начальном опыте влияние на динамический процесс в ТМЧ установки коэффициента вязкости b исключено путем размыкания ветви его действия.

Из осциллограммы (рис.4) видно, что в исследуемой пропульсивной установке существуют две основные резонансные критические частоты, которые при отсутствии вязкого трения соответствуют критическим частотам свободных колебаний гребного валопровода Ω_{cr1} и Ω_{cr2} . Эти резонансные частоты имеют величины: для низкой частоты – $\Omega_{cr1}=4.922\text{c}^{-1}$ и для высокой частоты – $\Omega_{cr2}=20.271\text{c}^{-1}$.

Если в визуальной модели (рис.3) изменять значения коэффициента вязкости b , можно определить степень его влияния на величину критических частот и максимальных моментов, наступающих при резонансе.

На рисунке 5 приведен фрагмент осциллограммы изменения максимального момента крутильных колебаний в зависимости от частоты вращения валопровода при нескольких значениях коэффициента b , включенного в модели (рис.3).

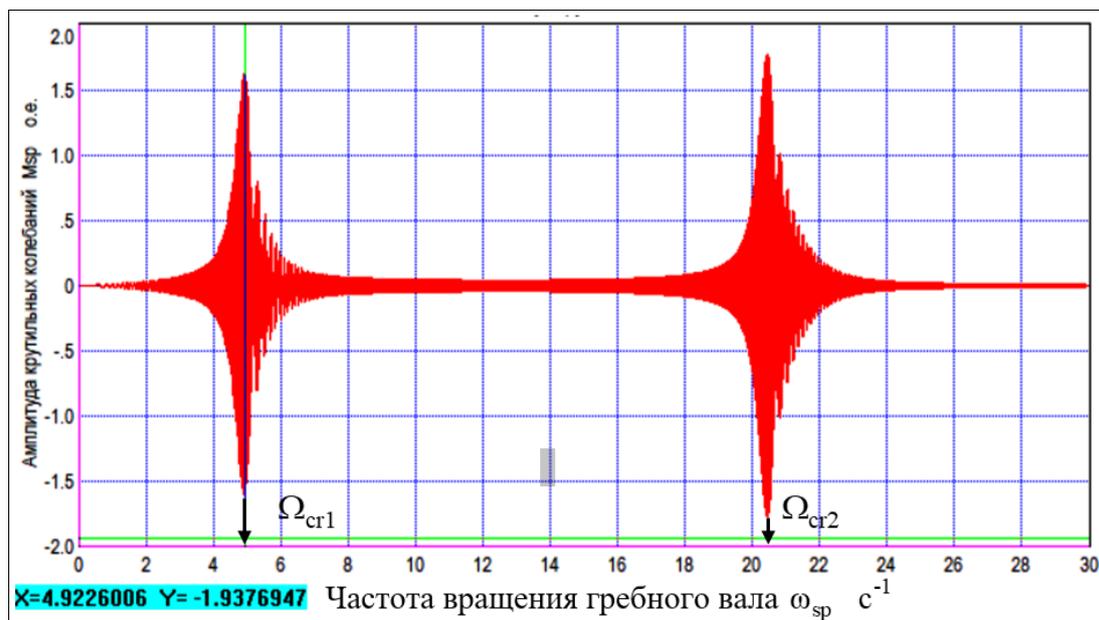


Рис. 4. Зависимость амплитуды крутильных колебаний гребного валопровода M_{sp} от частоты его вращения ω_{sp}

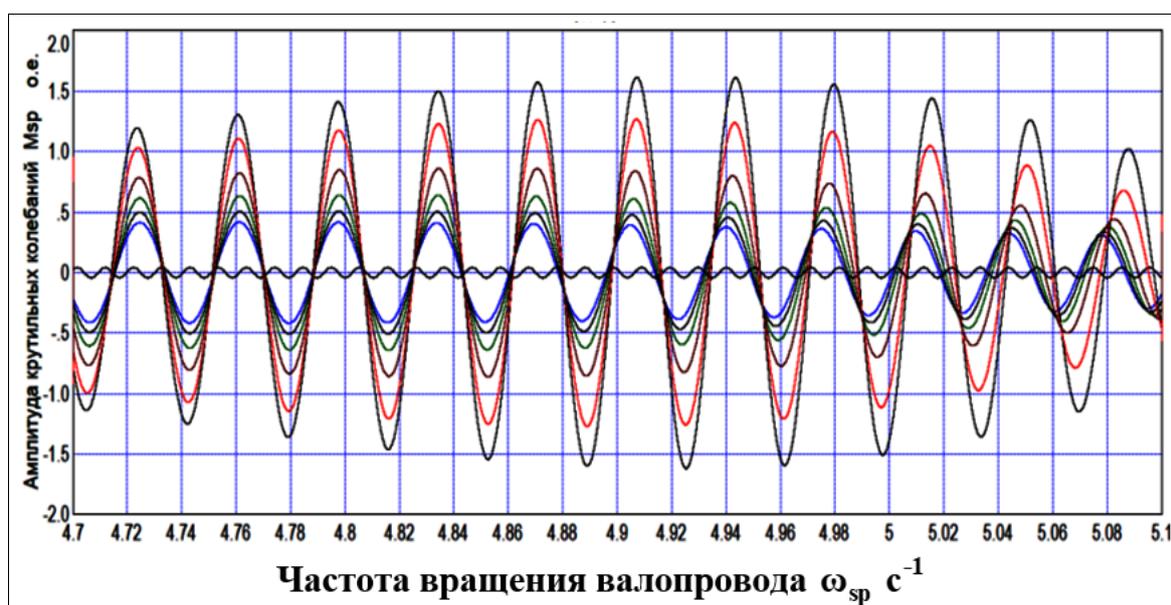


Рис.5. Фрагмент осциллограммы момента крутильных колебаний в зависимости от частоты вращения валопровода при нескольких значениях включенных в модели элементах с коэффициентом b

Фрагмент ограничен областью изменения низкой критической частоты резонанса ω_{cr1} . На нем видно смещение нескольких значений таких частот ω_{cr1} влево при увеличении коэффициента вязкости b . Полученные в эксперименте данные приведены в таблице 2.

На основании данных таблицы 2 построен график (рис.6). Он представляет собой линию скольжения нескольких критических частот резонанса ω_{cr1} , которые возникают в гребном валопроводе при различных значениях коэффициента вязкости b . На графике (рис.6) показано несколько резонансных частот ω_{cr1} , величины моментов которых не совпадают друг с другом.



Таблица 2

Соотношения критических частот резонанса ω_{cr} и амплитуд критического момента $M_{sp\ cr}$ гребного валопровода при нескольких значениях коэффициента вязкости b

Коэффициент вязкости b	Критическая частота вращения валопровода ω_{sp}	Амплитуда критического момента $M_{sp\ cr1}$
$b_1=0,01$	4,739	0,3675
$b_2=0,03$	4,775	0,4821
$b_3=0,05$	4,851	0,8446
$b_4=0,07$	4,887	1,284
$b_5 = 0$	4,898	1,5704

Следует отметить также, что они не совпадают и с расчетной резонансной частотой свободных крутильных колебаний Ω_{cr} , вычисление которой обычно производят для определения опасных диапазонов работы дизеля при известных допущениях.

На графике рисунка 6 приведены также диапазоны погрешности измерений величин, считываемых с экрана осциллографа. Из него видно, что учет ошибки считывания не меняет тенденции скольжения частот.

Из графика также следует, что в исследуемой схеме для диапазона изменений значений реально возможных коэффициентов вязкости b в гребном валопровode судна диапазон изменения резонансных частот составляет $\Delta_{cr} = \Omega_{cr\ b5} - \Omega_{cr\ b1} = 0,159\ c^{-1}$.

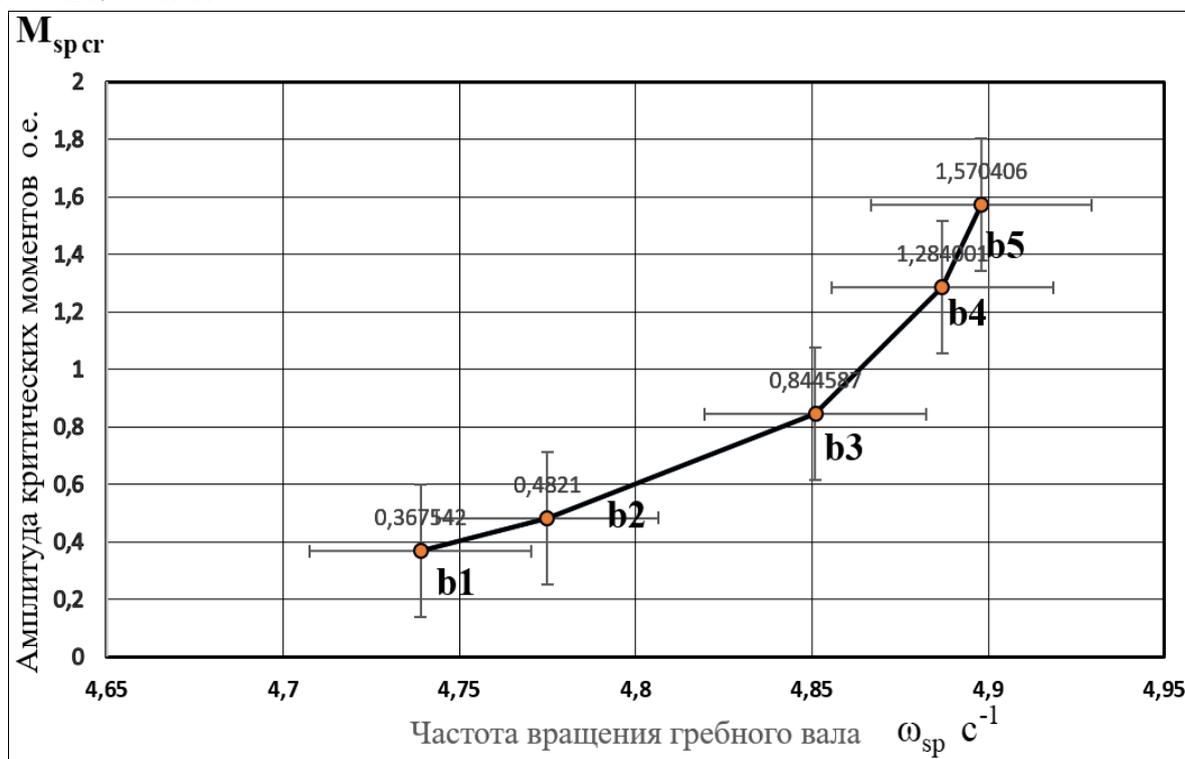


Рис.6. Смещение критических частот ω_{cr} при различных значениях коэффициента вязкости гребного валопровода b



При номинальной частоте вращения дизеля $\omega_H = 16,667 \text{ c}^{-1}$ такой диапазон Δ_{cr} в исследуемой схеме составляет всего $\approx 0,95\%$. Из этого следует что такое явление можно не учитывать при установлении опасного диапазона работы.

Рассмотрим осциллограмму приведенную на рис.7, на которой показан фрагмент, соответствующий высокой критической частоте свободных колебаний Ω_{cr2} , которая из двух основных частот Ω_{cr1} и Ω_{cr2} имеет наибольшее значение резонансного момента $M_{sp\ cr\ max}$.

На осциллограмме видны многочисленные резонансные пики момента крутильных колебаний, возникших от сложения частот сканирования имитирующей частоту вращения валопровода ω_{sp} и критической частоты его свободных колебаний Ω_{cr2} .

Там же, для сравнения, показан крутильный момент валопровода, вызванный задающим вибрационным моментом дизеля $M_{d\ vib}$. Динамический коэффициент, показывающий соотношение амплитуд критического резонансного момента $M_{sp\ cr2\ max}$ и задающего момента $M_{d\ vib}$ равен:

$$k_{cr2} = \frac{M_{sp\ cr2\ max}}{M_{d\ vib}} = \frac{1,645}{0,06502} = 25,2999 \approx 25,3$$

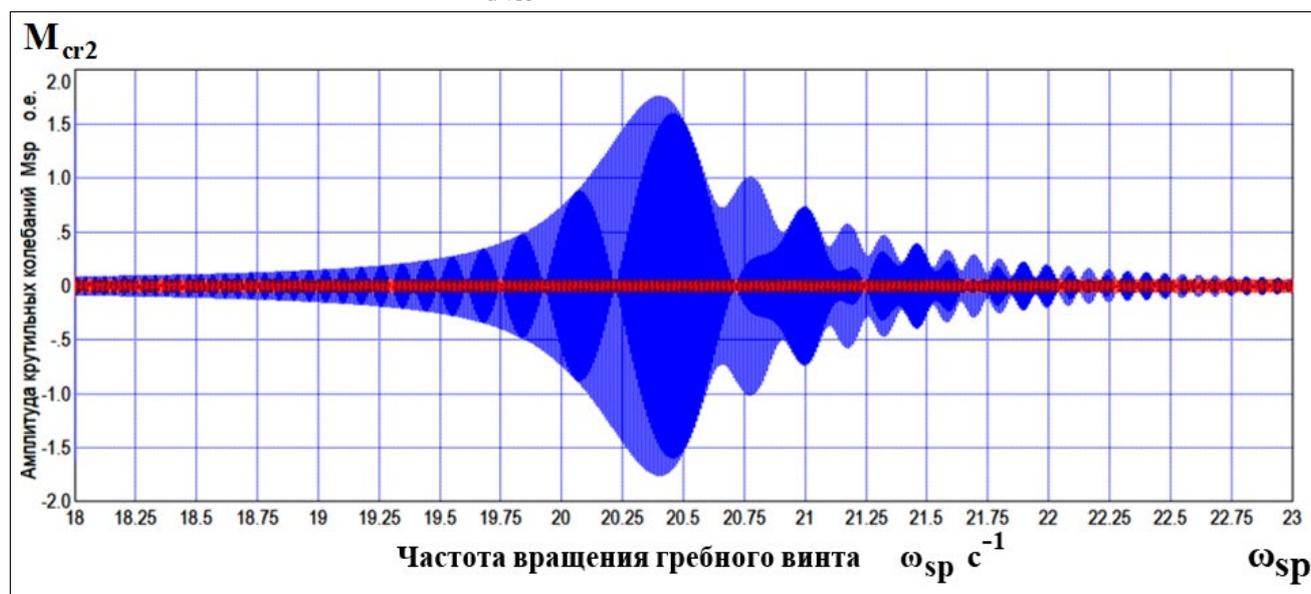


Рис.7. Резонансы момента крутильных колебаний гребного валопровода в результате биений частот Ω_{cr2} и ω_{sp}

Из осциллограммы для низкой критической частоты Ω_{cr1} (рис.8) видно, что в опыте весь диапазон резонанса частоты ω_{cr2} равен $D_{cr2} \approx 5 \text{ c}^{-1}$. Это довольно широкий диапазон, составляющий для исследуемой пропульсивной установки 300 об/мин.

Рассмотрим также аналогичный фрагмент осциллограммы для низкой критической частоты свободных колебаний гребного валопровода Ω_{cr1} .

Как видно из рисунка 9 динамический диапазон резонансного момента



$M_{sp\ cr1\ max}$ равен:

$$k_{cr1} = \frac{M_{sp\ cr1\ max}}{M_{d\ vib}} = \frac{1,5984}{0,06502} = 24,583205 \approx 24,6,$$

а диапазон резонанса при этом равен: $D_{cr1} \approx 4c^{-1}$ или 240 об/мин.

Отсюда следует, что биения резонансных частот могут значительно расширить опасный диапазон работы дизеля, что и показано на рисунках 7 и 8.

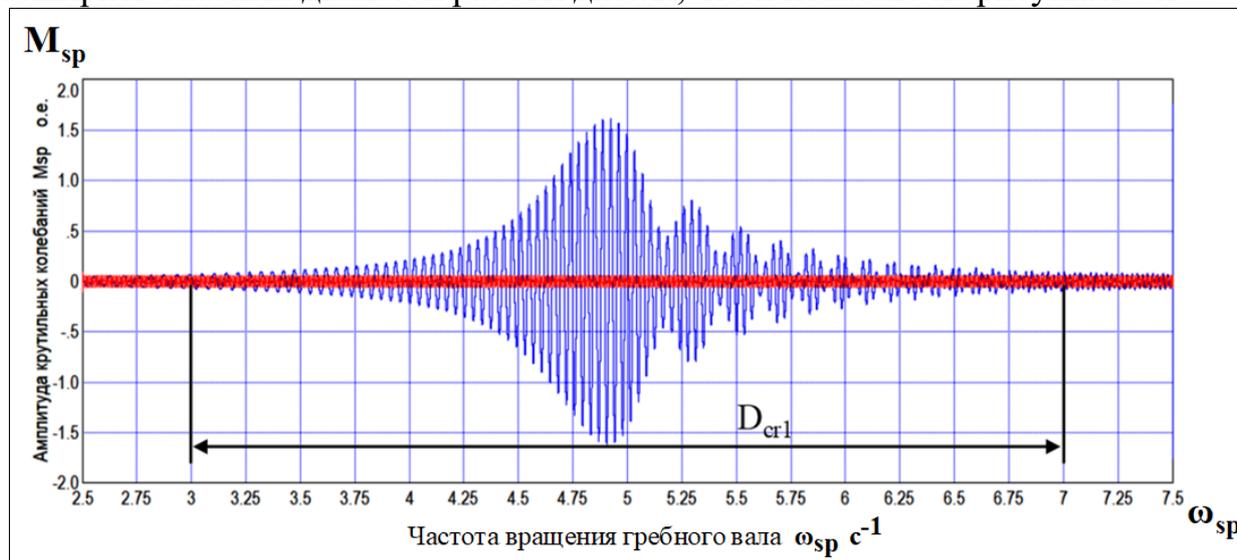


Рис. 8. Резонансы момента крутильных колебаний гребного валопровода в результате биений частот Ω_{cr1} и ω_{sp}

Во избежание таких случаев необходимо проверять в том числе и при помощи визуального моделирования весь процесс резонанса и проводить сравнение расчетных и экспериментальных величин амплитуды крутильных колебаний гребного вала во всем диапазоне действия биений критических частот D_{cr} .

Рассмотрим осциллограмму (рис.9) сканирования валопровода с включенным на экспериментальном стенде элементами, представляющими коэффициент вязкости b . Значение этого коэффициента показано в таблице 1 и выбрано средним для таких установок: $b=0,05$. Остальные элементы модели не менялись.

Из рисунка 9 видно, что амплитуда критических крутильных моментов при резонансе уменьшились до значений $M_{\Omega_{cr1}}=0,63456$ г.у. и $M_{\Omega_{cr2}}=0,07456$ г.у.. Поскольку условия сканирования не менялись можно утверждать, что учет сил вязкого трения сильно влияет на расчетную величину критического момента крутильных колебаний $M_{\Omega_{cr}}$ и его необходимо учитывать при расчете амплитуд действующих в гребном валу моментах.

Необходимо отметить, что вязкое трение демпфирует критические моменты высоких частот сильнее чем моменты низких частот.

Как видно их осциллограммы (рис.9) момент высокой частоты $M_{\Omega_{cr2}}$, действующий в промежуточном вале, практически подавлен силами вязкого трения.

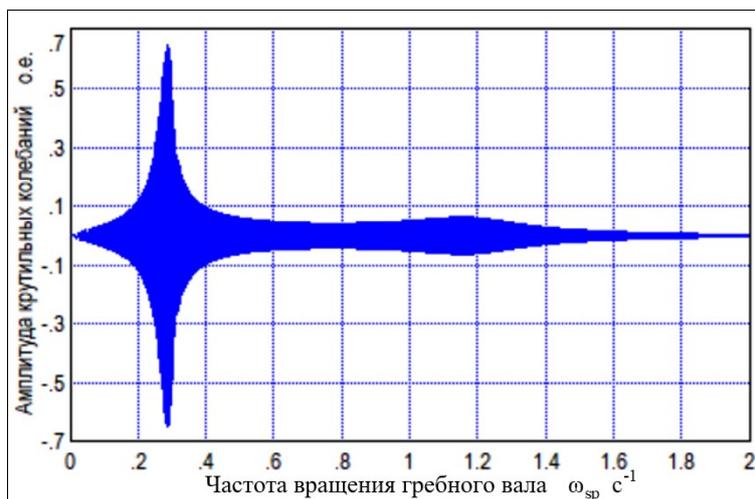


Рис. 9. Крутильный момент гребного валопровода M_{sp} при учете действия сил вязкого трения при значении коэффициента $b=0,05$

В тоже время момент низкой частоты $M_{\Omega_{cr1}}$, действующий в гребном вале, хотя и уменьшился, но остается опасным поскольку он значительно превышает возбуждающий момент вибрации дизеля $M_{d\text{vib}}$. Коэффициент динамичности при этом равен:

$$k_{\Omega_{cr1}} = \frac{M_{\Omega_{cr1}}}{M_{d\text{vib}}} = \frac{0,63456}{0,006633} = 9,56671$$

Это явление нуждается в дополнительном исследовании для выяснения степени и характера его влияния на динамические процессы в пропульсивной установке, хотя видно, что ослабление действия диссипативных сил обусловлено передаточным числом редуктора.

Выводы и результаты

Выявлен диапазон скольжения критических частот при изменении при различных коэффициентах вязкости и показано, что такое явление можно не учитывать при установлении опасного диапазона работы

Найдено, что кроме вибрационных крутильных моментов от основных критических частот на гребной валопровод действуют также и многочисленные резонансные пики момента крутильных колебаний, возникших от сложения частоты вращения вала ω_{sp} и критических частот его свободных колебаний.

Выявлено, что это приводит к расширения опасных диапазонов работы дизеля.

Отмечено, что действие вязкого трения на величину амплитуды критического момента резко возрастает при увеличении их частоты приводя к повышенному их демпфированию. В то же время резонансные явления на низких частотах даже с учетом действия сил вязкого трения продолжают оставаться опасными.

Предложенный в работе метод визуального исследования крутильных колебаний гребного валопровода судна на модели дает достаточную для использования на практике точностью их определения. Он позволяет получать на экране осциллографа изображения резонанса крутильных колебаний в валах, а это предоставляет возможность быстро оценить степень опасности каждой из



резонансной критической частоты и определить наиболее опасный элемент валопровода судна.

Литература

1. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. – СПб.: Наука, 2007. – 276с.
2. Герасимьяк Р.П., Лещев В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем // Одесса, СМИЛ, – 1998, – 192с.
3. Leshchev V.A., Modeling of the Impact of Dynamic Modes of a Diesel Engine on the Indicators of Toxic Emissions of Exhaust Gases. // US, Kansas City, Institute of Advanced Scientific Research, Jour of Adv Research in Dynamical & Control Systems, –Vol. 11, 11-Special Issue, –2019. – Pp.1111-1116.
4. Yang Y., Tan W. Y., Huang X. C., Ma J. Optimal design for a VLCC propulsion system based on torsional vibration analysis. Procedia Engineering, Vol. 15, 2011, p. 5378-5383.
5. T.Feese, C.Hill. Guidelines For Preventing Torsional Vibration Problems In Reciprocating Machinery, // Engineering Dynamics Incorporated. Gas Machinery Conference, 2002. p. 213-238, DOI: <https://doi.org/10.21423/R1XP9Z>
6. P. G. Dylejko and N. J. Kessissoglou, “Minimization of the vibration transmission through the propeller-shafting system in a submarine,” Journal of the Acoustical Society of America, vol. 116, no. 4, pp. 2569–2569, 2004.
7. P. G. Dylejko, N. J. Kessissoglou, Y. Tso, and C. J. Norwood, “Optimisation of a resonance changer to minimise the vibration transmission in marine vessels,” Journal of Sound and Vibration, vol. 300, no. 1-2, pp. 101–116, 2007.
8. 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, pp. 3–27, 2008.
9. Zhang G. B., Zhao Y. Reduced-order modeling method for longitudinal vibration control of propulsion shafting. IERI Procedia, Vol. 1, 2012, p. 73-80.
10. Murawski L., Charchalis A. Simplified method of torsional vibration calculation of marine power transmission system. Marine Structures, Vol. 39, 2014, p. 335-349.
11. Feng Chen, Yong Chen, Hongxing Hua. Coupled vibration characteristics of a submarine propeller-shaft-hull system at low frequency// Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control. Volume: 39 issue: 2, page(s): 258-279/ Article first published online: April 29, 2019; Issue published: June 1, 2020
12. Huachao Xu, Datong Qin , ,Vibration characteristics of flexible spur ring gears using different connection types, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Contro , First Published April 21, 2019; pp. 246–257.

Abstract. The relevance of the work is confirmed by the fact that it has developed a visual method for determining hazardous frequencies and moments at resonance in the propeller shaft of the vessel, which allows to visually and quickly determine the parameters of the propulsion unit necessary for reliable operation on a visual mathematical model. The aim of the study is to develop a technique for determining the critical moments and frequencies of torsional vibrations of the propeller shaft line by



scanning with a signal with a fixed amplitude and a linearly varying frequency, simulating the rotation of the propeller shaft line using a visual model and studying their identified features. The main research method is dynamic modeling of torsional vibrations of the propeller shaft of a propulsion system of a ship with a medium or high-speed marine diesel engine, for which the VisSsim software package is used, which allows you to create and study visual mathematical models of complex engineering systems. The research results consist in the creation of an operating special visual model of dynamic resonance processes in the propulsion system of the ship, as well as in the possibility of studying the effect of viscous friction in ship shafts on the processes under study. The practical significance lies in the visibility of the processes occurring in the system, in reducing the time for designing ship installations and taking into account additional factors that were not previously taken into account in the calculations. The work also revealed the slip range of critical frequencies when changing at different viscosity coefficients and showed that such a phenomenon can be ignored when establishing a dangerous operating range. vibrations arising from the addition of the shaft rotation frequency and the critical frequencies of its free vibrations. It was revealed that this leads to the expansion of the dangerous ranges of the diesel engine. It is noted that the effect of viscous friction on the magnitude of the critical moment amplitude increases sharply with an increase in their frequency.

Key words: *visual model, dynamic modeling, torsional vibration resonance, shafting, critical frequencies.*

Статья представлена 16.11.2020

©Лещев В.А., Маслов И.З., Найденов А.И.