

УДК 629.5.03:621.436.06-712.8

doi: 10.32620/aktt.2019.8.11

А. А. ТАРАСЕНКО, А. И. ТАРАСЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПРОПУЛЬСИВНОГО КОМПЛЕКСА С УЧЕТОМ ВОЛНОВЫХ ЯВЛЕНИЙ В ВАЛОПРОВОДЕ И РАБОТЫ РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ ДИЗЕЛЯ

Судовой пропульсивный комплекс рассматривается как крутильная система с распределенными параметрами, состоящая из маховиков (отсеков цилиндра, гребного винта), соединенных валами. Валы могут быть невесомыми (только жесткость) либо иметь распределенные параметры. Современные суда-контейнеровозы имеют валопровод длиной 120 метров при мощности 86 МВт. Такой валопровод целесообразно считать валом с распределенными параметрами и учесть возникающие при оголении и погружении гребного винта усилия, сопровождающиеся волновыми эффектами. Также рассматривается влияние работы регулятора на состоянии валопровода. Предложена расчетная схема и математическая модель, позволяющие выполнить расчеты крутильной системы как системы с распределенными параметрами. Оголение (выход из воды) гребного винта сопровождается уменьшением крутящего момента на нем практически до нуля. Это состояние может длиться несколько секунд и сопровождается понижением температуры поступающих в турбину турбонаддувочного агрегата газов (малая топливоподача при практически той же скорости вращения). Турбонаддувочный агрегат при этом уменьшает свою скорость вращения, что приводит к падению давления продувочного воздуха. Погружение гребного винта сопровождается резким возрастанием крутящего момента на гребном винте. Регулятор скорости дает максимальную с учетом ограничений топливоподачу. Скорость дизеля начинает уменьшаться, а давление продувочного воздуха возрастает. Если при расчетах нестационарных крутильных колебаний, возникающих при этом, использовать порядка 70 форм (используют две), то можно получить волну, бегущую по валопроводу, как от гребного винта, так и от дизеля. Эти волны взаимодействуют между собой и приводят к трехкратному увеличению крутящего момента в гребном винте. Предложен рациональный режим работы регулятора скорости, при котором пропускается несколько всплесков в процессе погружения гребного винта. Для коротких валопроводов запаздывания, имеющегося в регуляторе, может оказаться достаточно. Для длинных нужно принимать дополнительные меры. Можно сделать вывод о необходимости при расчетах нестационарных колебаний использования порядка 70 форм (используют две) и организации запаздывания регулятора скорости при резком увеличении нагрузки на гребной винт

Ключевые слова: дизель; крутильные колебания; волновое уравнение; собственная частота; форма колебаний; демпфирование; расчетная схема.

Введение

Известны проблемы со скручиванием корпусов тяжелых контейнеровозов [1]. Эти проблемы приводят к повреждению корпусов судов и контейнеров. Известны случаи гибели судов. Авторы видят одну из причин в нестационарных крутильных колебаниях валопроводов.

Последние пять лет эксплуатируют тяжелые суда-контейнеровозы, которые имеют валопровод длиной 120 метров при мощности главного малооборотного дизеля 86 МВт.

Такой валопровод целесообразно считать валом с распределенными параметрами и учесть возникающие при оголении и погружении гребного винта усилия, сопровождающиеся волновыми эффектами. В работе [2] рассмотрена крутильная си-

стема, состоящая, как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров.

Также целесообразно рассмотреть влияние работы регулятора на напряженное состояние валопровода.

Формулирование проблемы

Требуется на основе решения волнового уравнения согласно методикам, изложенным в [2], провести анализ валопровода конкретного судна, для схемы, содержащей как невесомые валы (коленчатый вал дизеля), так и вал с распределенными параметрами (валопровод).

Цель работы – обосновать необходимость учета распределенных параметров валопровода при анализе волновых эффектов и предложить соответ-

ствующий способ работы регулятора скорости. Определить число форм необходимых для получения приемлемых фронтов волн.

Общие соотношения

На рис 1 приведена расчетная схема пропульсивного комплекса.

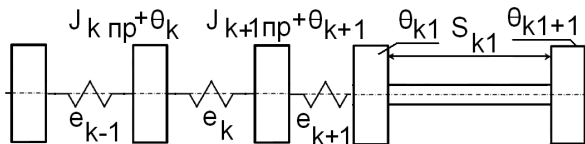


Рис. 1. Крутильная расчетная схема пропульсивного комплекса

На рис. 1 показаны цилиндры (отсеки) дизеля с переменными приведенными моментами инерции $J_{k пр}$ и валопровод (вал с распределенными параметрами длиной S_k).

Уравнение движения отсека переменного момента инерции [2]

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

где $J_{k пр}$ – переменная часть момента инерции,

θ_k – постоянная часть момента инерции отсека,

M_k – крутящий момент, приложенный к отсеку.

Для вала с распределенными параметрами можно воспользоваться волновым уравнением в следующем виде

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} V^2 + \frac{\ddot{\mu}}{\rho I},$$

где $V = \sqrt{\frac{G}{\rho}}$ – скорость распространения малых возмущений (для стали $V=3160$ м/с),

$\ddot{\mu}$ – внешний распределенный вдоль оси вала крутящий момент,

I_k – полярный момент инерции сечения вала,

ρ_k – плотность материала вала с номером k .

Решение волнового уравнения ищем в следующем виде

$$\phi_j = \lambda_j(t) \cdot Z_j(y),$$

где j – номер, рассматриваемой формы колебаний,

$\lambda_j(t)$ – функция времени для формы с номером j ,

где j ,

$Z_j(y)$ – форма колебаний с номером j (функция от координаты сечения y).

Формы для гладкого вала приведены на рис. 2.

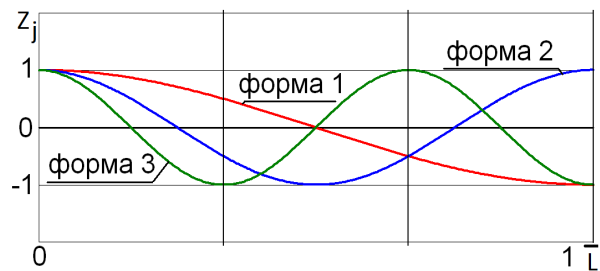


Рис. 2. Формы для гладкого вала

Эта функция должна удовлетворять граничным условиям. В рассматриваемом случае – это нулевые напряжения на торцах вала. Поэтому эта функция определена с точностью до множителя. На одном из торцов ее принимают равной единице.

Для гладкого вала со свободными торцами форма будет иметь вид

$$Z_j = \cos \frac{P_j}{V} y.$$

Граничные условия на торцах будут удовлетворены, если первые производные от формы на торцах будут равны нулю. Для вала, длина которого S , собственная круговая частота

$$P_j = j \cdot \pi \cdot V/S.$$

Функцию времени $\lambda_j(t)$ ищем из следующего уравнения

$$\sum_{j=0}^{j_1} \rho \cdot I \cdot Z_j (\ddot{\lambda}_j + \dot{\lambda}_j \cdot P_j^2) = \ddot{\mu}.$$

В этом уравнении j_1 – число рассматриваемых форм. Теоретически j_1 равно бесконечности – реально не более пяти. Если формы ортогональны (тогда и только тогда), то уравнение распадется на j_1 уравнений. Для этого достаточно умножить его на любую из форм и проинтегрировать вдоль длины. Для формы с номером i рассматриваемое выражение можно преобразовать к следующему виду

$$\ddot{\lambda}_i + \dot{\lambda}_i \cdot P_i^2 = \frac{\int \ddot{\mu} \cdot Z_i dy}{\int \rho \cdot I \cdot Z_i^2 dy}.$$

Следует отметить, что эти выражения имеют одинаковый вид для случая переменного и постоянного сечения вала.

Решение этих уравнений позволяет вычислить

$$\phi = \phi_0 + \lambda_1 \cdot Z_1 + \lambda_2 \cdot Z_2 + \dots$$

как сумму решений по каждой форме с учетом нулевой

Решение проблемы (расчеты)

На рис. 3–6 показаны крутящие моменты в валопроводе при погружении гребного винта.

Перед погружением гребной винт выходит из воды. Крутящий момент на винте становится равным нулю. Регулятор скорости уменьшает до нуля подачу топлива в цилиндры.

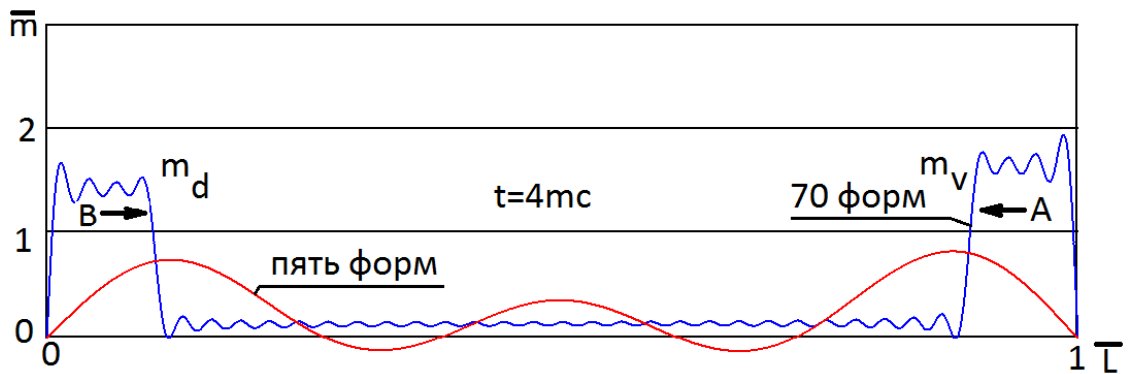


Рис. 3. Положение фронтов «А» и «В» через 4 мс после погружения винта:

\bar{L} – относительная координата сечения на валопроводе; 0 – фланец дизеля; 1 – гребной винт;
 \bar{m} – относительный (отнесенный к максимальному длительному) момент в валопроводе;
 \bar{m}_d – относительный момент на фланце дизеля; \bar{m}_v – относительный момент на гребном винте

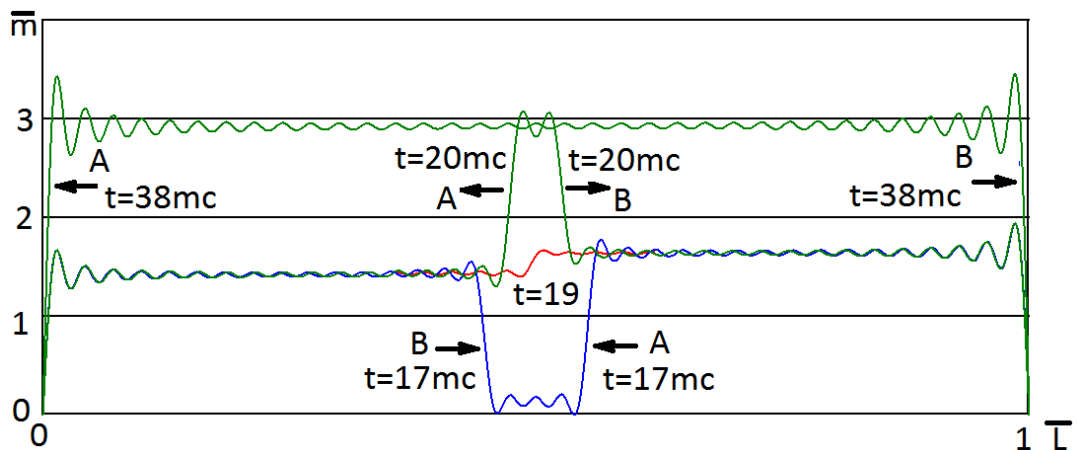


Рис. 4. Положение фронтов при движении прямой волны

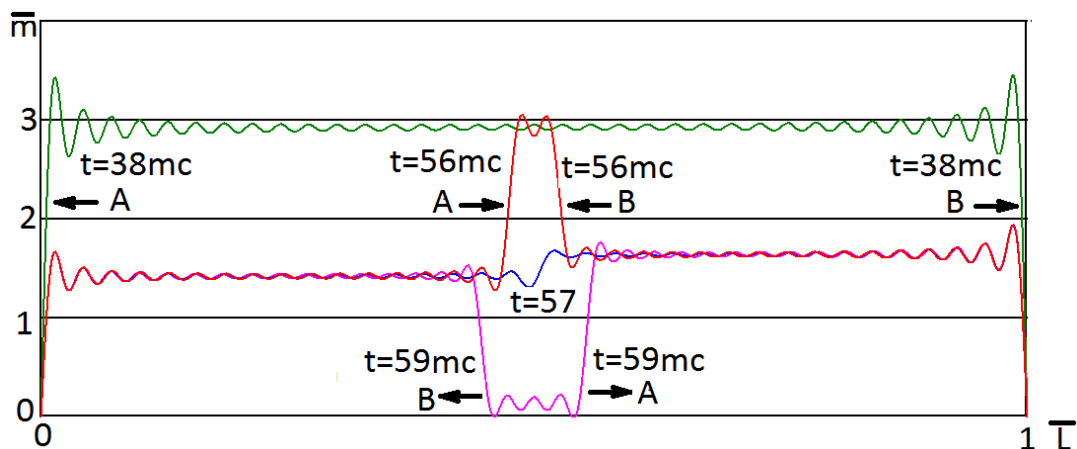


Рис. 5. Положение фронтов при движении отраженной волны

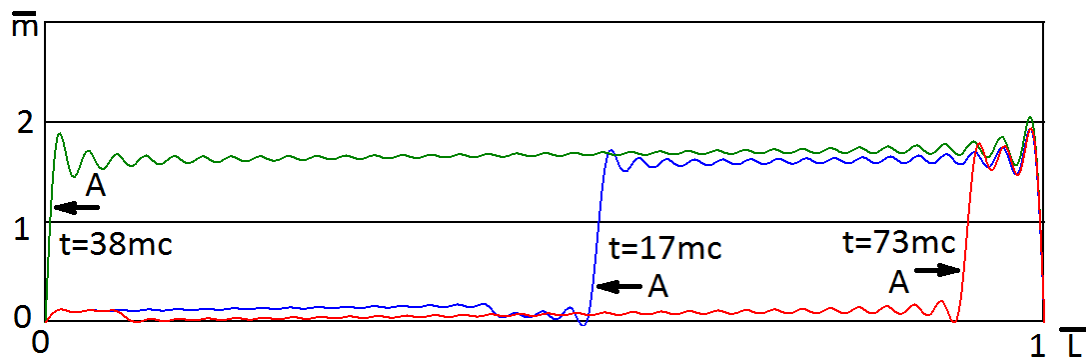


Рис. 6. Положение фронтов при осуществлении регулятором защитной функции

Таким образом, моменты на фланце дизеля и гребном винте равны нулю. Затем корма судна, поднятая волной, опустится, и винт погрузится в воду. Это вызовет резкое увеличение крутящего момента на винте и уменьшение скорости вращения винта. Регулятор скорости увеличивает подачу топлива и на фланце дизеля возникает крутящий момент.

Приложенные к фланцу дизеля и гребному винту моменты движутся по валу со скоростью распространения малых крутильных возмущений (рис. 3).

На 19-й миллисекунде фронты волн идущих от винта и дизеля встречаются и удваиваются (рис. 4).

Удвоившаяся волна доходит к фланцу и винту (38-я миллисекунда рис. 4), отражается от них и движется обратно (рис. 5). Повлиять на момент винта невозможно, но можно не подать топливо (рис. 6) сразу после погружения винта

Выводы

Для анализа волновых эффектов необходимо рассматривать 50–70 форм (рис. 3).

Волновые явления в валопроводе могут вызвать существенную, в три и более раз, перегрузку по крутящему моменту. Регулятор скорости может снизить перегрузку по крутящему моменту в два раза, сделав паузу в подаче топлива.

Поступила в редакцию 15.06.2019, рассмотрена на редколлегии 7.08.2019

НЕСТАЦІОНАРНІ КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ПРОПУЛЬСИВНУЮ КОМПЛЕКСУ З УРАХУВАННЯМ ХВИЛЬОВИХ ЯВИЩ В ВАЛОПРОВІДІ І РОБОТИ РЕГУЛЯТОРА ШВИДКОСТІ ДИЗЕЛЯ

А. О. Тарасенко, О. І. Тарасенко

Судновий пропульсивний комплекс розглядається як крутильна система з розподіленими параметрами, що складається з маховиків (відсіків циліндра, гребного гвинта), які з'єднані валами. Вали можуть бути невагомими (тільки жорсткість) або мати розподілені параметри. Сучасні судна-контейнеровози мають валопровід довжиною 120 метрів при потужності 86 МВт. Такий валопровід доцільно вважати валом з розподіленими параметрами та врахувати виникаючі при оголенні і зануренні гребного гвинта зусилля, що супроводжуються хвильовими ефектами. Також розглядається вплив роботи регулятора на стан валопроводу. Запропоновано розрахункову схему і математичну модель, яка дозволяє виконати розрахунки крутильній системи як системи з розподіленими параметрами. Оголення (вихід з води) гребного гвинта супроводжується зменшенням крутячого моменту на ньому практично до нуля. Цей стан може тривати кілька секунд і супро-

Литература

1. Мотрич, В. Н. Проблемы ультрабольших контейнеровозов [Текст] / В. Н. Мотрич // Морской флот: Информационно-аналитический журнал. – Москва : «Морские вести России», 2016. – № 6. – С. 58–71.
2. Тарасенко, А. И. Крутильные колебания разветвленного не симметричного пропульсивного судового дизельного комплекса [Текст] / А. И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 1. – С. 37–42.

References

1. Motrich, V. N. Problemy ul'trabol'shih kontejnerovozov [The problems of ultra-large container ships]. Moscow, Morskie vesti Rossii, Morskoy flot: Informacionno-analiticheskij zhurnal Publ., no. 6, 2016. pp. 58–71.
2. Tarasenko, A. I. Krutit'nye kolebanija razvetvlenno go ne simmetrichnogo propul'sivnogo sudovogo dizel'nogo kompleksa [Torsional vibrations of a branched, non-symmetrical propulsive marine diesel complex]. Dvigateli vnutrennego sgoranija – Internal Combustion Engines, 2013, no. 1, pp. 37–42.

воджується зниженням температури газів що надходять в турбіну турбокомпресорного агрегату (мала паливоподача при практично тій же швидкості обертання). Турбокомпресорний агрегат при цьому зменшує свою швидкість обертання, що призводить до падіння тиску повітря на вході. Занурення гребного гвинта супроводжується різким зростанням крутячого моменту на гребному гвинті. Регулятор швидкості дає максимальну з урахуванням обмежень паливоподачу. Швидкість дизеля починає зменшуватися, а тиск повітря на вході зростає. Якщо при розрахунках нестационарних крутильних коливань, що виникають при цьому, використовувати близько 70 форм (використовують дві), то можна отримати хвилю, що біжить по валопроводу, як від гребного гвинта, так і від дизеля. Ці хвилі взаємодіють між собою і приводять до триразового збільшення крутячого моменту в гребному гвинті. Запропоновано раціональний режим роботи регулятора швидкості, при якому пропускається декілька спалахів в процесі занурення гребного гвинта. Для коротких валопроводів наявного в регуляторі запізнювання може виявитися достатньо. Для довгих потрібно вживати додаткових заходів. Можна зробити висновок про необхідність при розрахунках нестационарних коливань використання близько 70 форм (використовують дві) і організації запізнювання регулятора швидкості при різкому збільшенні навантаження на гребний гвинт.

Ключові слова: дизель; крутильні коливання; хвильове рівняння; власні частоти; форма коливань.

NON-STATIONARY TORSION OSCILLATIONS OF PROPULSIVE COMPLEX THAT ACCOUNT OF THE WAVE PHENOMENA IN A SHAFT LEAD AND OPERATION OF A DIESEL SPEED REGULATOR

A. A. Tarasenko, A. I. Tarasenko

The ship propulsion complex is considered as a torsion system with distributed parameters, consisting of flywheels (cylinder compartments, propeller) connected by shafts. Shafts can be weightless (only rigidity) or have distributed parameters. Contemporary container ships have a shaft line 120 meters long with a power of 86 MW. Such shafting is reasonable to consider as a shaft with the distributed parameters and to take into account the forces arising at an emersion and an immersing of the propeller screw, accompanied by wave effects. Also, the influence of the regulator on the condition of the shaft is considered. It was concluded that about 70 forms should be used (two of them are used). A calculation scheme and a mathematical model are proposed that allow to perform the calculations of the torsion system as a system with distributed parameters. Exposure (exit from the water) of the propeller is accompanied by a decrease in torque on it to almost zero. This condition can last several seconds and is accompanied by a decrease in temperature of the gases entering the turbine of the turbo-charging unit (low fuel supply at almost the same rotation speed). The turbo charging unit at the same time reduces its rotation speed, which leads to a drop in the pressure of the purge air. Immersion of the propeller is accompanied by a sharp increase in torque on the propeller. The speed controller gives the maximum fuel taking into account restrictions. The diesel speed begins to decrease, and the purge air pressure rises. If about 70 forms (using two) are used in the calculations arising from non-stationary torsional vibrations, then you can get a wave running along the shaft shaft both from the propeller and from the diesel engine. These waves interact with each other and lead to a three-fold increase in torque in the propeller. A rational mode of operation of the speed controller is proposed, in which several outbreaks are skipped during the immersion of the propeller. For short shafts, the delay in the regulator may be sufficient. For long, you need to take additional measures. We can conclude that when calculating non-stationary oscillations, the use of about 70 forms (using two) and the organization of the delay of the speed controller with a sharp increase in the load on the propeller.

Keywords: diesel; torsional oscillations; wave equation; the natural frequency; the shape of the oscillations.

Тарасенко Андрей Александрович – аспирант кафедры теоретической механики, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Тарасенко Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент кафедры механики и конструирования машин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина.

Tarasenko Andrei Aleksandrovich – PhD student of Dept. of Theoretical Mechanics, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine,

e-mail: tandr414@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0003-2082-3250,

<https://scholar.google.com.ua/citations?user=000000020823250>.

Tarasenko Aleksandr Ivanovich – Candidate of Technical Science, Assistant Professor of Dept. of Mechanics and machine design Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Ukraine,

e-mail: taleks333@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0003-0363-4044, Scopus Author ID: 7006767975,

<https://scholar.google.com.ua/citations?user=0000000303634044>.