

ПАРАМЕТРЫ ВЫНУЖДЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ, ОПРЕДЕЛЕННЫЕ ПО РАЗНЫМ РАСЧЕТНЫМ СХЕМАМ

Введение

При исследовании крутильных колебаний рассматривается два аспекта этого вопроса: определение собственных частот и форм и определение параметров вынужденных колебаний.

В работах [1, 2] рассмотрена крутильная система, состоящая, как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров.

При определении собственных частот система рассматривается как одно целое и для нее решается граничная задача. При этом указывается, что моменты инерции отсеков дизеля переменны, а определить собственные частоты и формы колебаний возможно для случая постоянных параметров.

Заслуживает внимания тот факт, что величины собственных частот, полученные расчетом, совпадают с частотами, замеренными при торсиографировании валопроводов реальных судов. Это тем более удивительно при наличии демпфирования. Ведь измеряется кажущаяся частота, величина которой зависит от демпфирования.

Формулирование проблемы

Требуется провести сравнительный анализ параметров вынужденных колебаний системы дизель–валопровод–гребной винт, которые получены путем расчетов по трем различным расчетным схемам:

1. Отсеки дизеля имеют постоянный момент инерции, и расчеты выполняются с использованием форм и собственных частот.
2. Отсеки дизеля имеют переменный момент инерции, и движение каждого рассматривается отдельно.
3. Отсек цилиндра представлен в виде двух дисков. Один диск имеет постоянный момент инерции, а другой переменный. Диски соединены друг с другом подшипником скольжения с упругим ограничением относительного угла поворота. При этом можно предположить, что пока колебания незначительны и ограничения по углу относительного поворота дисков не вступают в работу, реализуются рассчитанные по схеме 1 колебания. Именно они и торсиографируются. При увеличении амплитуд

вступают в работу ограничения, играя роль демпфера.

Цель работы – разработать методику определения параметров крутильных колебаний системы дизель–валопровод–гребной винт для случая переменного момента инерции отсеков дизеля.

Общие соотношения

Крутильные колебания системы дизель–валопровод–гребной винт для случая постоянных моментов инерции рассмотрены в [1, 2]. Следует отметить, что во [2] рассмотрены случаи, как для валов переменного сечения с распределенными параметрами, так и для невесомых валов. В методике [2] возможен комбинированный подход, при котором крутильная схема содержит, как невесомые участки, так и участки с распределенными параметрами.

С целью учесть переменные моменты инерции отсеков рассмотрим крутильную колебательную систему, показанную на рис. 1.

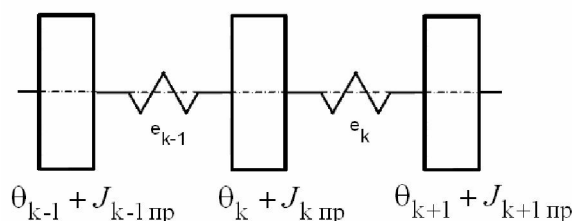


Рис. 1. Расчетная схема пропульсивного комплекса с дисками переменного момента инерции

Податливости валов e_k и моменты инерции секции коленчатого вала θ_k известны, как параметры крутильной схемы.

Положение каждого диска с номером k определено углом поворота этого диска φ_k .

Уравнение движения диска с номером k можно записать в следующем виде [3]

$$\frac{d}{d\varphi} \left[(\theta_k + J_{к пр}) \frac{\omega_k^2}{2} \right] = \Sigma M_k,$$

где $\omega_k = \dot{\varphi}_k$ – мгновенная угловая скорость диска;

ΣM_k – сумма всех крутящих моментов приложенных к диску с номером k .

Продифференцировав это уравнение согласно [3], запишем

$$\ddot{\varphi}_k \cdot (\theta_k + J_{k\text{пр}}) = \Sigma M_k - \frac{\omega_k^2}{2} \frac{d}{d\varphi} J_{k\text{пр}}, \quad (1)$$

Уравнение (1) – это уравнение движения секции двигателя. Для его решения необходимо методами теории механизмов и машин получить выражения, позволяющие вычислить приведенный момент инерции кривошипно-шатунного механизма и его первую производную по углу поворота коленчатого вала.

Приведенный момент инерции можно вычислить с помощью следующего выражения

$$J_{\text{пр}} = J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 r^2 \left(1 - \frac{S}{L} \right)^2 + \left[m_2 \left(\frac{S}{L} \right)^2 + m_{\text{п}} \right] r^2 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \cos^2 \varphi \quad (2)$$

Первую производную от момента инерции по углу поворота коленчатого вала можно вычислить с помощью следующего выражения

$$\frac{dJ_{\text{пр}}}{d\varphi} = 2 J_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) - \left[m_2 \left(\frac{S}{L} \right)^2 + m_{\text{п}} \right] r^2 \cdot \left[\left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \sin 2\varphi + 2 \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \cos^2 \varphi \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \right] \quad (3)$$

В выражениях (2) и (3), где индекс k опущен, применены следующие соотношения:

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) = \frac{r}{L} \frac{\cos \varphi}{\sin \alpha} \left[\left(\frac{r}{L} \frac{\sin \varphi}{\sin \alpha} \right)^2 - 1 \right] \quad (4)$$

Отношение угловой скорости шатуна (звена 2) к угловой скорости коленчатого вала (звена 1)

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{r}{L} \frac{\sin \varphi}{\sin \alpha}; \quad (5)$$

$\frac{r}{L}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Радиус кривошипа – расстояние между осями коренной и мотыльевой шеек коленчатого вала равен половине хода поршня; $\frac{S}{L}$ – расстояние до центра тяжести шатуна к его длине; m_2, J_2 – масса и главный центральный момент инерции шатуна;

$m_{\text{п}}$ – масса поршня, штока и присоединенных к ним деталей; $\varphi = \varphi_k + \varphi_{zk}$ – угол между положительным направлением оси X и осью кривошипа с номером k .

Следует отметить, что $\omega_1 = \dot{\varphi}_k$, а номер 1 – это номер звена кривошипно-шатунного механизма. φ_{zk} – угол заклинки кривошипа с номером k .

$$\begin{cases} \cos \alpha = - \frac{r}{L} \cos \varphi \\ \sin \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cos \varphi \right)^2} \end{cases} \quad (6)$$

α – угол между положительным направлением оси X и осью шатуна. Синус угла α всегда положителен. Угол α может быть найден из (6).

Положение поршня в цилиндре можно определить с помощью выражения

$$Y = r \sin \varphi + L \sin \alpha - L + r,$$

а отношение скоростей $\frac{\dot{Y}}{r \cdot \omega_1} = \left(1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \cos \varphi$.

Крутящий момент (приведенный), определенный давлением в цилиндре, можно найти с помощью выражения

$$M_{\text{Д}} = P \cdot r \cdot \frac{\dot{Y}}{r \cdot \omega_1} = T \cdot r,$$

где $T = P \left(\cos \varphi - \frac{\sin \varphi}{\text{tg} \alpha} \right)$ – касательная сила, при-

ложенная к кривошипу; $R = P \left(\sin \varphi - \frac{\cos \varphi}{\text{tg} \alpha} \right)$ – радиальная сила, приложенная к кривошипу.

Можно показать, что крутящий момент, определенный с помощью операции приведения, равен крутящему моменту, определенному с помощью касательной силы. Выражение для радиальной силы приведено для сведения. Все силовые факторы удельные, приходящиеся на единицу площади цилиндра.

Для вычисления крутящего момента необходимо получить зависимость давления от угла поворота кривошипа

$$P = P(\varphi, P_S, T_S, b). \quad (7)$$

Выражение (7) можно получить с помощью методики [3], для которой кроме указанных параметров нужны параметры на номинальном режиме. Значение параметра P_S запоминается, когда поршень отсека в нижней мертвой точке, а b – когда

поршень отсека в верхней мертвой точке. Давление продувочного воздуха определяется при рассмотрении турбонаддувочного агрегата, а топливоподача b – при рассмотрении регулятора скорости.

Используя φ , с помощью уравнений (6) можно найти угол α , а затем с помощью (5) и (4) вычисляем приведенный момент инерции и его производную с помощью уравнений (3) и (2).

Сумму моментов в (1) можно определить с помощью следующего выражения:

$$\Sigma M_k = M_{Дk} + (\varphi_{k+1} - \varphi_k) / e_k - (\varphi_k - \varphi_{k-1}) / e_{k-1}.$$

С целью учесть переменные моменты инерции отсеков с составным диском рассмотрим крутильную колебательную систему, показанную на рис. 2.

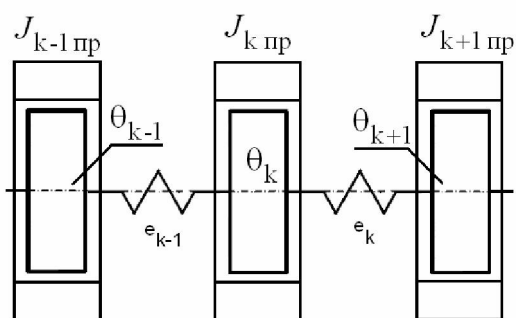


Рис. 2. Расчетная схема пропульсивного комплекса с составными дисками

На рис. 2 показана расчетная схема, в которой отсек дизеля состоит из двух дисков. Один внутренний, жестко связанный с валопроводом. Его момент инерции θ_k . Этот же диск упруго связан с другим внешним диском, момент инерции которого $J_{k пр}$.

Уравнение движения внешнего диска имеет вид:

$$\ddot{\varphi}_{k*} \cdot J_{k пр} = \Sigma M_{k*} - \frac{\omega_{k*}^2}{2} \frac{d}{d\varphi} J_{k пр}, \quad (8)$$

где φ_{k*} – угол определяющий положение внешнего диска, тогда $\omega_{k*} = \dot{\varphi}_{k*}$;

$\Sigma M_{k*} = M_{Дk} + (\varphi_k - \varphi_{k*}) \cdot C_{МП}$ – сумма всех крутящих моментов, приложенных к внешнему диску с номером k ; здесь $C_{МП}$ – жесткость мотылевого подшипника.

Угол φ_k определяется по методике [2], в которой в качестве внешнего крутящего момента используется момент в мотылевом подшипнике

$$M_k = (\varphi_{k*} - \varphi_k) \cdot C_{МП}.$$

Сравнение амплитуд колебаний полученных по трем расчетным схемам

С помощью рассмотренных расчетных схем анализируется крутильная схема малооборотного дизеля. Для выявления свойств рассмотренных расчетных схем было учтено демпфирование только в гребном винте. Наибольшие амплитуды колебаний были получены для расчетных схем с постоянными параметрами. С помощью расчетных схем, учитывающих переменные моменты инерции, амплитуды колебаний получены существенно (более чем на 20%) ниже.

Следует отметить, что при использовании схемы рис. 2 возникают периодические колебания, частота которых совпадает со свободными, но амплитуда таких колебаний существенно меньше. Эти колебания возникают в виде пачек импульсов. Пока зазор между дисками достаточен форма импульсов не искажается. При уменьшении зазора между дисками форма импульсов искажается.

Заключение

Результаты, полученные по расчетным схемам 2 и 3 близки. Обе схемы учитывают переменный момент инерции отсеков дизеля и могут быть рекомендованы для практического применения. Предпочтительна схема (рис. 2), как в большей степени отражающая физику процессов.

Использование схемы (рис. 1) с дисками переменного момента инерции подразумевает решение системы дифференциальных уравнений второго порядка, число которых равно числу дисков. Если эта схема рассматривается с дисками постоянного момента инерции, то решать требуется только одно уравнение, например по методике [2].

Использование схемы (рис. 2) с дисками переменного момента инерции подразумевает решение системы дифференциальных уравнений второго порядка, число которых равно числу дисков плюс одно. Здесь следует отметить, что дифференциальное уравнение нужно для диска переменного момента инерции. Для диска постоянного момента инерции дифференциальное уравнение не требуется. Так как в системе дизель–валопровод–гребной винт достаточно много дисков постоянной толщины то система уравнений для схемы (рис. 2) будет

меньше. В качестве преимущества этой схемы следует указать на более точное определение силы приложенной к мотылевой шейке коленчатого вала.

Список литературы:

1. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с. 2. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в судовых валопроводах с малооборотными дизелями с учетом распределенных крутящих моментов / А.И. Тарасенко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – № 10 (87). – С. 184–187. 3. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов, Д.М. Лукичев, Н.А. Скворцова, В.А. Никоноров, А.А. Савелова, Г.Н. Петров, Н.Е. Ремизова, В.М. Акоюн

– М.: Высшая школа, 1987. – 496 с. 4. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическая модель судового малооборотного дизеля / А.И. Тарасенко // *Вестник двигателестроения*. – 2008. – № 3 (20). – С. 202–205.

Bibliography (transliterated):

1. Istomin P.A. Krutil'nye kolebanija v sudovyh DVS / P.A. Istomin. – L.: Sudostroenie, 1968. – 304 s. 2. Tarasenko A.I. Krutil'nye kolebanija v sudovyh valoprovodah s malooborotnymi dizeljami s uchetom raspredelennyh krutjajih momentov / A.I. Tarasenko // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. – 2011. – № 10 (87). – S. 184–187. 3. Teorija mehanizmov i mashin: ucheb. posobie / K.V. Frolov, S.A. Popov, A.K. Musatov, D.M. Lukichev, N.A. Skvorcova, V.A. Nikonorov, A.A. Savelova, G.N. Petrov, N.E. Remizova, V.M. Akopjan – M.: Vysshaja shkola, 1987. – 496 s. 4. Tarasenko A.I. Nelinejnaja dinamicheskaja model' sudovogo malooborotnogo dizelja / A.I. Tarasenko // *Vestnik dvigatelestroenija*. – 2008. – № 3 (20). – S. 202–205.