

## НОВЫЕ АСПЕКТЫ В РАСЧЕТАХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛОПРОВОДОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

До Дык Лью, к.т.н.;

Государственная Морская Академия им. адм. С.О. Макарова

В работе представлен новый алгоритм расчета крутильных колебаний валопровода пропульсивного дизельного комплекса на эксплуатационных и аварийных режимах. Найдены пути повышения точности расчетов, связанных с решением некорректных задач. Построено математическое обеспечение и алгоритмическая реализация расчетов на современных ЭВМ. Показаны примеры некоторых расчетов для современных судовых пропульсивных комплексов.

Традиционно расчеты вынужденных крутильных колебаний валопровода главного силового дизельного комплекса осуществляют при нормальном режиме его работы для резонансных и околорезонансных крутильных колебаний; все цилиндры работают равномерно.

Аварийные ситуации с выключением одного или нескольких цилиндров не рассматриваются. Однако в этих случаях степень неравномерности работы дизеля повышается, могут проявляться дополнительные резонансные крутильные колебания вторых гармоник, которые отсутствуют при нормальном режиме работы. В последнее время некоторые известные двигателестроительные фирмы, например, МАН В&W осуществляют дополнительные расчеты для аварийных ситуаций, таких как отключение цилиндров.

При разработке математической модели крутильных колебаний для нормальных и аварийных режимов работы дизеля возникает необходимость решения некорректной задачи, поскольку коэффициенты демпфирования по цилиндрам и винту определены неточно.

В данной работе представлен новый математический алгоритм расчета крутильных колебаний валопровода пропульсивного дизельного комплекса на эксплуатационных и аварийных режимах. Рассматриваются также вопросы повышения точности решения некорректных задач.

### План расчета вынужденных крутильных колебаний валопровода

В зависимости от цели поставленной задачи число точек плана расчета может быть различным. Одна точка плана расчета — это вектор



значений входных факторов. До настоящего времени в план традиционного расчета крутильных колебаний валопровода включаются только точки частотного режима комплекса при равномерном сгорании в каждом цилиндре, т. е. на нормальных режимах работы дизеля и винта. Эти точки принадлежат к первой группе реализаций расчета ( $P_1$ ).

### Группа реализаций расчета $P_1$

Каждый цилиндр имеет одинаковый коэффициент сгорания

$$C_{1-c} = C_{2-c} = \dots = C_{z-c} = C_c(n)/z,$$

где  $z$  — число цилиндров дизеля и  $C_c(n)$  — коэффициент сгорания на скоростном режиме  $n$  (об/мин) при нормальной работе дизеля. Коэффициент  $C_{i,c} = 0$  при отсутствии сгорания в  $i$ -м цилиндре,  $C_{i,c} = 1$  при нормальной работе [1].

При номинальном режиме коэффициенты сгорания цилиндров равны единице. Кроме того, максимальное давление сжатия  $p_c(n)$  определяется по паспортным данным в зависимости от скоростного режима.

Количество точек плана расчета  $N(P_1)$  группы реализаций  $P_1$  зависит от особенностей системы дифференциальных уравнений крутильных колебаний, имеющей резонанс первой (или второй) моды в рабочем диапазоне, обычно  $[0,3-1,03]n_n$ .

### Группа реализаций расчета $P_2$

Коэффициент сгорания в одном из цилиндров равен нулю. Коэффициенты сгорания остальных цилиндров принимают значения, обеспечивающие отсутствие перегрузки в работающих цилиндрах по температурной и механической напряженности. Для группы реализаций  $P_2$  количество точек плана расчета:  $N(P_2) = m_{2-z}$ , где  $m_2$  — число аварийных скоростных режимов типа  $P_2$ .

Максимальное давление сжатия  $p_c(n)$  в каждом цилиндре определяется по паспортным данным, зависящим от режима частоты.

Для групп реализаций  $P_3-P_5$  одновременно выключаются по два цилиндра. При этом для  $P_4$

в одном из отключенных цилиндров нет процесса сжатия, а для  $P_5$  — удалена поршневая группа одного из аварийных цилиндров.

Общее число точек плана расчета:  $N = N(P_1) + N(P_2) + N(P_3) + N(P_4) + N(P_5)$ .

Рассмотрим также два частных случая:

План 1:  $N = N(P_1) + N(P_2)$ ;

План 2:  $N = N(P_1) + N(P_2) + N(P_3)$ .

#### **Математическое обеспечение расчета**

Для расчета вынужденных крутильных колебаний валопровода необходимо создать математическое описание вынужденных крутящих моментов: цилиндрического и на винте, а также математическую модель всего пропульсивного комплекса и метод решения.

#### **Математическое описание гармоник вынужденных моментов**

Моделируем индикаторную диаграмму  $i$ -го цилиндра по степени сгорания в этом цилиндре  $C_{i,c}$  и эталонным линиям для прототипа судовых дизелей.

Цилиндровый крутящий момент определяется в зависимости от показателей качества сгорания и максимальному давлению сжатия, характеризующемуся герметичностью камеры сгорания:

$$M_i(\omega t) = \rho_{i,1}\omega^2 M_{i,1}^0 + \rho_{i,2}C_{i,c}M_{i,2}^0 + \rho_{i,3}P_{i,c}M_{i,3}^0; i = 1, \dots, z, \quad (1)$$

где  $M_{i,m}^0(\omega t)$ ,  $m = 1, 2, 3$  — эталонные компоненты моментов прототипа ДВС;  $\rho_{i,m}$  — весовые коэффициенты, зависящие от группы точек плана расчета.

В режиме одновременного отключения  $r$  цилиндров для обеспечения отсутствия перегрузки необходимо выбрать скоростной режим:

$$\bar{n}_{om} = n / n_i = 0,9(1 - r / z)^{0,5}. \quad (2)$$

В этом режиме коэффициенты сгорания работающих цилиндров принимаются равными 0,9.

Значения весовых коэффициентов для аварийного цилиндра:

для  $N(P_1)$ ,  $N(P_2)$  и  $N(P_3)$ :  $\rho_{a,m} = 1$ ,  $m = 1, 2, 3$ ;

для  $N(P_4)$ :  $\rho_{a,1} = 1$ ,  $\rho_{a,m} = 0$ ,  $m = 2, 3$ ;

для  $N(P_5)$ :  $\rho_{a,m} = 0$ ,  $m = 1, 2, 3$ .

Винт подвергается воздействию вынужденных моментов с гармониками  $z_p$ ,  $2z_p$ ,  $3z_p$ , амплитуды которых определяются по усредненному моменту винта формулой Бремса [4]. Амплитуда  $k$ -й гармоники момента винта равна нулю,  $k \neq z_p, 2z_p, 3z_p$ , где  $z_p$  — число лопастей винта.

#### **Математические модели крутильных колебаний валопровода**

Обычно крутильные колебания валопровода записываются системой линейных дифференциальных уравнений в матричном виде

$$J\ddot{\varphi} + B\dot{\varphi} + C\varphi = M(\varphi), \quad (3)$$

где  $J$ ,  $B$ ,  $C$  — матрицы моментов инерции масс, коэффициентов демпфирования и коэффициентов статической жесткости системы;  $\varphi$  — вектор текущих значений углов поворота вала;  $M$  — вектор текущих крутящих моментов.

На некоторых судовых дизелях используют эластичную муфту. В этом случае получаем нелинейную систему.

#### **Методы решения моделей крутильных колебаний валопровода**

Применяя численный метод, модели (линейные и нелинейные) крутильных колебаний валопровода представляют в форме Коши.

Для резонансных и околорезонансных режимов используется метод Рунге—Кутты четвертого порядка, для нерезонансных режимов — предиктор-корректирующие формулы Адамса—Башфорта четвертого порядка [2].

На практике для современных коммерческих судов математические модели крутильных колебаний валопровода обычно представлены системой (3).

Для решения системы (3) применяются методы суперпозиции, главных координат, гармонического баланса, а также матричного решения системы линейных алгебраических уравнений.

Метод главных гармоник является обобщенным методом решения уравнений для крутильных колебаний валопровода на разных гармониках. Особая эффективность метода проявляется в уменьшении количества главных координат и снижении размерности системы уравнений. Улучшается возможность контроля условия обусловленности при решении этой системы.

Матрично-гармонический баланс является общим и эффективным методом для решения линейных систем дифференциальных уравнений в частотной области. В настоящее время довольно широко используются специальные программы, например, MATLAB.

#### **Алгоритм расчета крутильных колебаний валопровода**

(a) — решение для свободных крутильных колебаний.

Находим первые две собственные частоты  $\omega_{01}$ ,  $\omega_{02}$  гомогенной системы, полученной из (3). Кроме того, определяем формы соответствующих собственных частот:

$$\omega_j \rightarrow \alpha_{1j} = 1; \quad \alpha_{ij}, i = 2 \div (n - 1); j = 1, 2.$$

(b) — преобразуем (3) в систему главных координат [3].

Подставляя  $\varphi_i = y_0 + \alpha_{i1}y_1 + \alpha_{i2}y_2$ , получим систему трех главных координат:

$$\ddot{y}_j + \omega_j^2 y_j + \sum_{m=0}^2 \xi_{ejm} \dot{y}_m = M_{ej}; j = 0, 1, 2, \quad (4)$$

где  $\xi_{ejm}$  — коэффициент приведенного демпфирования к паре главных координат ( $y_j, y_m$ );  $M_{ej}$  — коэффициент приведенного момента к главной координате  $y_j$ .

Приведенные к главным координатам моменты определяются эталонными компонентами, заданными по прототипу дизеля. Преобразуем приведенные моменты в ряд Фурье:

$$M_{ej,k} = \sum_{k=0}^M M_{ej,k}^{(0,s)} \sin k\omega t + \sum_{k=0}^M M_{ej,k}^{(0,c)} \cos k\omega t, j = 0,1,2, \quad (5)$$

где  $M_{ej,k}^{(0,s)}, M_{ej,k}^{(0,c)}$  — амплитуды  $k$ -й гармоники эталонной компоненты;  $M$  — количество гармоник диагностической модели.

(с) — решение уравнений колебаний для каждой гармоники методом гармонического баланса.

Решим систему (4) в векторном виде:

$$Y(t) = \sum_{k=1}^M Y_{i,k}^c \cos k\omega t + Y_{i,k}^s \sin k\omega t, \quad (6)$$

где  $Y = [y_0 \ y_1 \ y_2]^T$ ;  $Y_k^{c/s} = [y_{0,k}^{c/s} \ y_{1,k}^{c/s} \ y_{2,k}^{c/s}]^T$ .

Получим систему из шести линейных алгебраических уравнений:

$$AY = R, \quad (7)$$

где матрицы  $A$  и  $R$  получаются методом гармонического баланса, подставляя (5) и (6) в (4).

Система (7) имеет решение для далеких резонансных гармоник:

$$Y = A^{-1}R; \det(A) \neq 0. \quad (8)$$

Для повышения устойчивости решения используется псевдообратная матрица:

$$Y = (A^T A)^{-1} (A^T R); \det(A^T A) \neq 0. \quad (9)$$

Для обеспечения точности преобразования функций моментов в ряд Фурье необходимо использовать функции фильтров, например, фильтр Хаара.

В резонансе или около резонанса  $\omega_j^2 = (k\omega)^2$ , решение (4) находится:

$$Y_k^c = M_k^s \text{ и } Y_k^s = -M_k^c. \quad (10)$$

Алгоритм расчета методом главных координат составляется из следующих модулей:

- расчет свободных крутильных колебаний;
- расчет эталонных компонент вынужденных моментов прототипа судового дизеля;
- вычисление приведенной модели (приведенных уравнений) главных координат;
- решение системы уравнений в главных координатах;

➤ вычисление вынужденных крутильных колебаний в рекомендуемом сечении (массе).

Для расчетов на каждом частотном режиме необходимо построить модуль управления расчетом. Этот модуль имеет цель манипуляции входных стойкостей изменяющихся коэффициентов сгорания, давления  $p_{ic}$  цилиндров согласно плану расчета по уравнению (1).

### Примеры

Исследуется поломка промежуточного вала валопровода т/х «HaTien» Вьетнамской судоходной компании, произошедшая в 2003 г. На судне установлен 5-цилиндровый двигатель 5UEC37LA с номинальной частотой вращения 204 об/мин. Прямая передача мощности к гребному валу осуществлялась через два промежуточных вала, диаметры которых одинаковы и равны 235 мм. Перед поломкой второго промежуточного вала двигатель имел неисправности и работал в облегченном режиме с разрешения Регистра. Авария случилась, когда двигатель работал с удаленной поршневой группой пятого цилиндра, т. е. без поршня и шатуна. Погодные условия были нормальными, волнение и ветер — 2–3 балла.

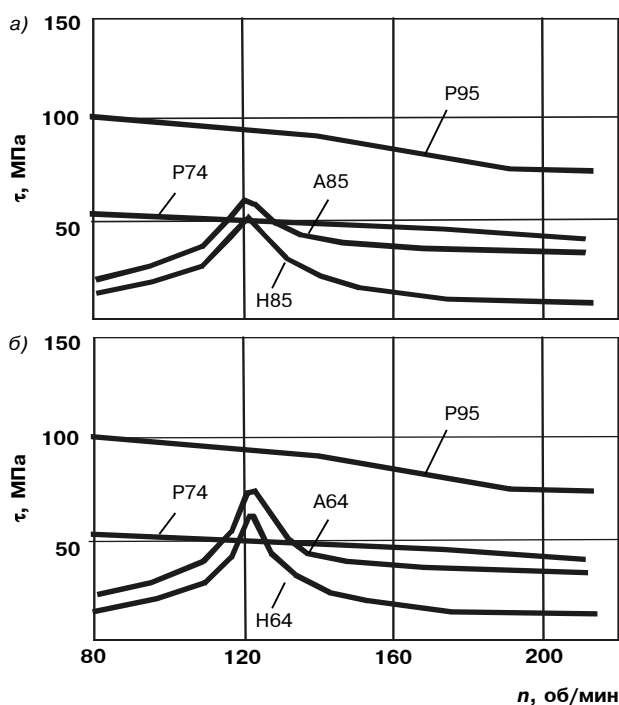
Для т/х «HaTien» система моделируется 9-мерной диагностической моделью: пять масс для пяти цилиндров; одна масса для маховика; две массы для двух промежуточных валов и одна масса для винта.

В исследовании крутильных колебаний этого аварийного судна осуществим расчеты свободных и вынужденных крутильных колебаний на нормальных и аварийных режимах.

Полученные результаты расчета крутильных колебаний показывают, что при удалении поршневой группы одного из цилиндров, при малой частоте вращения (менее 130 об/мин) аварийный двигатель работает нестабильно из-за больших крутильных колебаний. Кроме того, существует возможность резонансов и около резонансов первой собственной частоты с разными гармониками. Динамические напряжения в этом случае возрастают катастрофически, что приводит к разрушению вала.

На рис. 1 показаны результаты расчетов вынужденных крутильных колебаний валопровода т/х «HaTien» при расчетном цилиндрическом коэффициенте демпфирования  $b_{ii} = 8500$  и  $6400 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ .

Цилиндровые коэффициенты демпфирования, вычисленные по формуле Видлера и по другим эмпирическим формулам [4], дают ориентировочные значения коэффициентов демпфирования и значительно различаются. Коэффициент демпфирования гребного винта также определяется эмпирическими формулами, в которых значения серьезно отличаются. Кроме того, в эксплу-



**Рис. 1. Касательные напряжения от крутильных колебаний 2-го промежуточного вала т/х «HaTien»:**

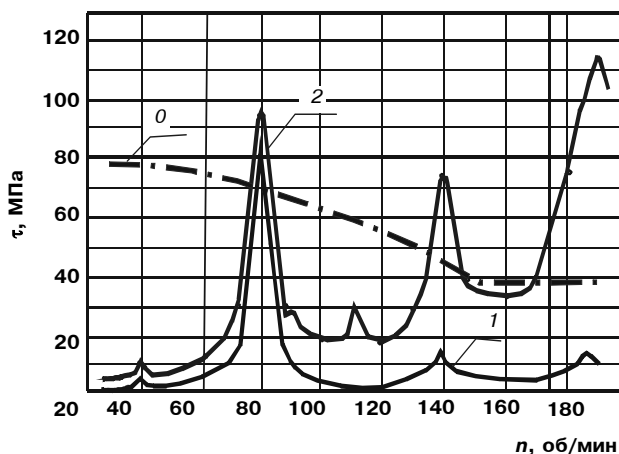
*a)  $b_n = 8500 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$ ; б)  $b_n = 6400 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}$  при нормальной (Н) и аварийной (А) работе; P74 и P95 — допустимые напряжения по Регистру РФ соответственно 1974 и 1995 г.*

атации винта коэффициент демпфирования винта увеличивается из-за повышения шероховатости лопастей движителя.

Второй расчет крутильных колебаний получен в [4] для т/х «VINASHINSKY», построенного во Вьетнаме в 2005 году. Главный двигатель судна 7S35 MC (MAN B&W) с номинальной частотой вращения 173 об/мин. Динамическая система этого пропульсивного комплекса моделируется 13-массовой моделью, которая состоит из девяти масс для главного ДВС (две первых массы для переднего маховика и приводного механизма к распределительному валу, и семь масс — для семи цилиндров), других масс — для упорного подшипника, маховика, промежуточного валопровода и винта.

Расчеты выполнены при разных частотных режимах с нормальной работой каждого цилиндра. Результаты показаны на рис. 2. Кроме того, дополнительные расчеты выполнены при разных частотных режимах с отключением подачи топлива в одном из цилиндров. На рис. 2 показаны результаты расчета крутильных колебаний при отсутствии сгорания в цилиндре № 7 в диапазоне 137–143 об/мин с большими крутильными колебаниями.

Сравнение результатов расчетов представленных двух случаев доказывает необходимость вы-



**Рис. 2. Касательные напряжения от крутильных колебаний промежуточного вала, т/х «VINASHINSKY»:**

*1 — при нормальной работе дизеля; 2 — при выключении подачи топлива в цилиндр № 7; 0 — при расчетных и допустимых крутящих напряжениях вала*

числений для аварийного случая отключения сгорания одного из цилиндров, приводящего к повышению уровня крутильных колебаний в дополнительном частотном диапазоне.

В заключение важно отметить, что необходимо выполнять расчеты крутильных колебаний валопроводов судовых силовых дизельных комплексов с учетом новых требований, включающих все возможные эксплуатационные режимы, как нормальные, так и аварийные. Математическое обеспечение и план расчета повышают возможность автоматизации расчета на компьютере для крутильных колебаний в каждой точке плана расчета.

Одной из основных задач представляется идентификация параметров демпфирования по цилиндрам и гребному винту. В современных условиях она может осуществляться при помощи методов идентификации и информационно-измерительного комплекса для измерения крутильных колебаний валопровода в эксплуатационных условиях.

#### Литература

1. До Дык Лыу, В.Е. Михайлов. Диагностика герметичности камеры сгорания и неравномерности работы цилиндров ДВС по общему двигательному моменту // Сб. трудов ГМА им. адм. С.О. Макарова. — СПб., 2006. — С. 177–181.
2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. — СПб. : Лань, 2003. — 831 с.
3. Минчев Н.Д. Динамика на корабельных машинах. — София, 1983. — 448 с.
4. Torsional Vibration Calculation. BachDang Shipyard T209 / HT30.03 Jun. 2005 (Viet Nam).