

Список літератури:

1. Процессы в перспективных дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во "Основа", 1992. – 352с. 2. Левтеров А.М. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А.М. Левтеров, А.Н. Авраменко // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 23. – С.132-134. 3. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К.Шокотов]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – К:Техника, 1992. – 272с. 4. Кавтарадзе Р. З. Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на осевом днище поршня дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель / Р. З. Кавтарадзе, А. И. Гайворонский, А. А. Зеленцов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". – 2009. – №2. С. 45-57. 5. Никишин В.Н. Исследование неравномерности температурного поля гильзы цилиндра и поршня автомобильного дизеля [Электронный ресурс] / В.Н. Никишин

// Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, организация: Онлайн-новый научно-технический журнал. – 2006. – №7. – 5с. — Режим доступа до журн.: <http://kamri.ru/sets>. 6. Белозуб А.В. Исследование температурного поля поршня / А.В. Белозуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2002. – № 31. С. 120-123. 7. Лоцаков П.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ / П.А. Лоцаков // Двигателестроение. – 2000. - № 1. – С. 57-58. 8. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХПИ. – 1993. – Вып.54. – С. 9-22. 9. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. Монографія. / В.О. Пильов – Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 2001. – 332 с.

УДК 621.438

А.И. Тарасенко, канд. техн. наук

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В МАЛОБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ ПРИ СТАЦИОНАРНЫХ И ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Введение

При определении параметров крутильных колебаний рассматриваются два аспекта этого вопроса: стационарные колебания и переходные процессы.

Стационарные колебания являются важной частью расчетов, результаты которых должны быть согласованы с Классификационными обществами, например с Регистром.

Переходные процессы и крутильные колебания, им сопутствующие, исследуются при решении специальных задач. Начальными условиями для расчетов переходных процессов являются параметры стационарных.

В работе [3] рассмотрена крутильная система, состоящая, как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров. Данная статья является конкретизацией результатов работы [3].

Формулирование проблемы

Требуется на основе решения волнового уравнения согласно методике, изложенной в [3], получить параметры стационарных колебаний системы дизель-валопровод-гребной винт. Сравнить результаты с параметрами, полученными при расчетах по другим методикам. Исследовать влияние учета распределенных параметров путем сравни-

тельного анализа эквивалентных систем с дискретными и распределенными параметрами.

Цель работы – показать достоверность результатов, получаемых по методике [3] и подтвердить возможность ее применения для инженерных расчетов. Указать способ использования экспериментальных данных, полученных при применении других методик в предлагаемой.

Углы поворота сечений крутильной системы, рассматриваемой в виде $k_1 + 1$ маховиков, соединенных упругими валами, весомыми или невесомыми, описаны следующим уравнением [3]

$$\varphi_j = f_j(t) \cdot Z_j(y), \tag{1}$$

где j – номер, рассматриваемой формы колебаний; $f_j(t)$ – функция времени для формы с номером j ; $Z_j(y)$ – форма колебаний с номером j – функция от координаты сечения y .

Крутильная система, содержащая $k_1 + 1$ маховик, содержит k_1 участок. Каждый участок, начинается с маховика. Гребной винт рассматривается как маховик с номером $k_1 + 1$.

Для участка с номером k можно записать

$$Z_{j,k}(y) = A_{j,k} \sin \frac{P_j}{V_k} y_k + B_{j,k} \cos \frac{P_j}{V_k} y_k; \quad (2)$$

$$Z'_{j,k}(y) = A_{j,k} \frac{P_j}{V_k} \cos \frac{P_j}{V_k} y_k - B_{j,k} \frac{P_j}{V_k} \sin \frac{P_j}{V_k} y_k, \quad (3)$$

где P_j – собственная круговая частота формы с номером j ; $V_k = \sqrt{\frac{G_k}{\rho_k}}$ – скорость распространения малых возмущений для участка вала с номером k ; $A_{j,k}$, $B_{j,k}$ – коэффициенты, отыскиваемые из граничных условий; $y_k = 0 \div S_k$ – координата внутри участка с номером k ; S_k – длина участка с номером k .

Для каждого маховика введем обозначения

$$Z_{j,k} = Z_{j,k}(0) = B_{j,k} \quad (4)$$

или

$$Z_{j,k} = Z_{j,k-1}(S_{k-1}).$$

По аналогии со (2) запишем

$$Z_{j,k} = A_{j,k-1} \sin \frac{P_j}{V_{k-1}} S_{k-1} + B_{j,k-1} \cos \frac{P_j}{V_{k-1}} S_{k-1}. \quad (5)$$

Граничные условия для маховика с номером k можно записать в следующем виде

$$\frac{\Delta Z_k}{e_k} = \frac{\Delta Z_{k-1}}{e_{k-1}} - \theta_k \cdot P_j^2 \cdot Z_{j,k}, \quad (6)$$

$$\text{где } e_k = \frac{S_k}{G_k \cdot I_k} = \frac{S_k^2}{V_k^2 \cdot J_k}, \quad (7)$$

$$\Delta Z_k = Z_{j,k+1} - Z_{j,k}, \quad (8)$$

$$\Delta Z_{k-1} = Z_{j,k} - Z_{j,k-1}, \quad (9)$$

$$\Delta Z_k = Z'_{j,k} \cdot S_k, \quad (10)$$

$$\Delta Z_{k-1} = Z'_{j,k-1}(S_{k-1}) \cdot S_{k-1}, \quad (11)$$

Выражения (8) и (9) применяются, если валы между маховиками невесомые. А выражения (10) и (11) применяются, если валы между маховиками имеют массу.

В выражении (7) I_k – момент инерции сечения, а J_k – момент инерции вала.

Функцию $f_j(t)$ в выражении (1) можно получить как решение следующего дифференциального уравнения

$$\ddot{f}_j + 2b_j \dot{f}_j + f_j \cdot p_j^2 = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} M_k \cdot Z_{j,k}, \quad (12)$$

где M_k – момент в сечении с координатой y_k .

Приведенная «масса» системы Q_j может быть вычислена по формуле

$$Q_j = \sum_{k=1}^{k_1+1} [\theta_k \cdot Z_{j,k}^2 + \frac{J_k}{S_k} \int_0^{S_k} Z_{j,k}^2(y) \cdot dy]$$

Коэффициент демпфирования для формы с номером j может быть найден из выражения

$$2b_j = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} b_k \cdot Z_{j,k}^2. \quad (13)$$

В постановке [3] демпфирование может рассматриваться только как внешняя сила.

Определение форм и круговых частот свободных колебаний

Определение форм крутильных колебаний начинают с анализа участка номер 1. Если вал этого участка невесомый, то, полагая $Z_{j,1} = 1$, для маховика с номером $j = 2$, используя (6) и (8), запишем

$$Z_{j,2} = 1 - \theta_1 \cdot P_j^2 \cdot e_1.$$

Если вал номер 1 имеет массу, то

$$B_{j,1} = 1; \quad A_{j,1} = -\theta_1 \cdot P_j \cdot \frac{e_1 V_1}{S_1}.$$

Далее, переходя от участка к участку, находят формы для каждого из участков. Действительно, для случая невесомого вала с номером $k-1$, форму участка с номером k находят при рассмотрении участка с номером $k-1$. Если участок с номером $k-1$ имеет массу, то форму участка с номером k можно вычислить с помощью выражения (5).

Используя формулу (6), найдем ΔZ_k . Если участок с номером k невесом то, учитывая (8), найдем форму для участка с номером $k+1$. Эта форма обозначена как Z_{k+1} .

Если участок с номером k имеет массу, то из выражения (4) определяется коэффициент $B_{j,k}$ (считается, что форма для маховика с номером k уже определена). Далее с помощью выражения (10) находим $Z'_{j,k}$, а с помощью выражения (3) находим коэффициент

$$A_{j,k} = Z'_{j,k} \frac{V_k}{P_j}.$$

Зная коэффициенты $A_{j,k}$ и $B_{j,k}$ с помощью выражений (2) и (3) находим параметры участка с номером k , в том числе, и форму для участка с номером $k+1$.

Собственная круговая частота колебаний P_j определяется путем решения граничной задачи (удовлетворение граничных условий). Форма колебаний (2) удовлетворяет граничным условиям на маховике с номером $k=1$ и на всех остальных кроме (k_1+1) , если коэффициенты $A_{j,k}$ и $B_{j,k}$ вычислены с помощью приведенных выше уравнений. Для последнего маховика с номером (k_1+1) выполнение граничных условий (6) не гарантировано. Эти условия выполняются не для всех значений P_j ,

и надо найти такие значения P_j , для которых граничные условия (6) выполняются. Расчет на ПЭВМ выполнялся с учетом граничного условия (6) методом половинного деления [2]. Часто собственные частоты представляют в виде числа колебаний в минуту:

$$N_{z,j} = 30 P_j / \pi.$$

Число частот может быть сколь угодно большим, но на практике $j < 7$.

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов расчетов по стандартной ($\alpha_y; N_\alpha$) и представленной ($z_k; N_z$) методикам

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
θ_k	1	0,67	0,998	1,001	0,0966	0,679	0,67	1,019	0,564	0,0617	2,992
e_k	1	1	1	1,106	1,018	1	1	2,65	7,19	9,74	
первая форма – $N_\alpha = 359,3; N_z = 359,259$											
α_y	1,000	0,978	0,940	0,883	0,797	0,716	0,625	0,526	0,230	-0,594	-1,703
z_k	1,000	0,978	0,941	0,883	0,797	0,716	0,626	0,526	0,230	-0,593	-1,701
вторая форма – $N_\alpha = 970,7; N_z = 970,35$											
α_y	1,000	0,837	0,582	0,233	0,195	-0,587	-0,906	-1,127	-1,1214	-0,647	0,1725
z_k	1,000	0,837	0,583	0,233	-0,195	-0,586	-0,905	-1,126	-1,214	-0,652	0,174

В таблице 1 приведены результаты расчетов по стандартной методике (методу цепных дробей) и по изложенной выше. Расчеты проводились при использовании одной и той же крутильной схемы для случая дискретного представления. Результаты расчетов по стандартной методике взяты из старого отчета.

Результаты расчетов по стандартной методике обозначены как α_y и N_α . Результаты расчетов по предлагаемой методике обозначены z_k и N_z .

Видно достаточно хорошее совпадение результатов.

Расчет вынужденных крутильных колебаний

Параметры вынужденных крутильных колебаний можно получить, решив дифференциальное уравнение (12).

Определив формы колебаний, можно вычислить коэффициенты уравнения (12), записанного для конкретной формы.

Собственная круговая частота P_j считается на данном этапе известной. Некоторая трудность возникает при определении коэффициента демпфирования b_j согласно уравнению (13). Есть много ре-

комендаций и экспериментальных данных для определения демпфирования в различных агрегатах системы, например формула Льюиса для гребных винтов, приведенная в [1].

Очень часто приводят выражения для работы демпфирующего момента за цикл. Эта работа является функцией амплитуды. Если рассматривается вязкое трение (демпфирующий момент пропорционален скорости колебаний), то работа демпфирующего момента за цикл [1]

$$W_{mp} = \pi \cdot b \cdot \omega \cdot A^2, \quad (14)$$

где b – коэффициент демпфирования; ω – круговая частота возмущающего воздействия;

$$A = f_{A,j} \cdot Z_j - \text{амплитуда колебаний.}$$

Если для какого-то элемента известна работа демпфирующего момента за цикл, то условный коэффициент демпфирования на основании (14)

$$b = \frac{W_{mp}(A, \omega)}{\pi \cdot \omega \cdot A^2}. \quad (15)$$

При использовании уравнения (15) в (12) надо позаботиться, чтобы амплитуда колебаний, полученная в результате решения (12), была равна заданной (т.е. нужны последовательные приближения).

Крутящие моменты, возникающие в цилиндрах, определяются с помощью гармонических коэффициентов, которые приводятся в сопроводительной документации к дизелю. Даже если крутящие моменты определены с помощью методик, изложенных в [3, 4], то, рассматривая стационарный процесс, их надлежит разложить в ряд Фурье и получить гармонические коэффициенты.

При таком подходе уравнение (12) превращается в стандартный аналитически решаемый тип. Выражение для амплитуды известно и, получив ее, нужно сделать несколько приближений.

Такой подход позволяет уточнить демпфирующие моменты и получить стационарное решение (полагается, что начальное возмущение затухло).

Стационарное решение дает начальные условия при численном решении уравнения (12) для переходных процессов. Характер переходных процессов зависит от фазы стационарного решения, в которой этот переходный процесс начался. В этом случае практически аналитическое получение характеристик стационарного процесса делает получаемые численно решения для переходных процессов повторяемыми.

Заключение

Разработана и сопоставлена со стандартной методика, позволяющая определять собственные частоты и формы для систем с распределенными параметрами, дискретных систем и их комбинаций.

Получен математический аппарат, позволяющий исследовать как стационарные, так и переходные процессы.

Список литературы:

1. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.
2. Тарасенко А.И. Расчет динамических характеристик системы «винт–валопровод–главный двигатель» на основе решения волнового уравнения / А.И. Тарасенко // Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С. 45–53.
3. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при переходных процессах / А.И. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 8 (65). – С. 86–89.
4. Тарасенко А.И. Переходные процессы в системе «винт–валопровод–малооборотный дизель» при мощном ледовом воздействии / А.И. Тарасенко // Динамика и надежность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1989. – С. 99–106.
5. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическая модель судового малооборотного дизеля / А.И. Тарасенко // Вестник двигателестроения: Науч. техн. журнал. – Запорожье: ОАО «Мотор Січ», 2008. – № 3 (20). – С. 202–205.