

Ю. Л. ТАРСИС, канд. техн. наук,
Ю. М. АНДРЕЕВ, канд. техн. наук, А. А. ЛАРИН

**ЭФФЕКТИВНАЯ ОРГАНИЗАЦИЯ РАСЧЕТА
ДЕФОРМАЦИЙ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ
ПРИ СЛОЖНЫХ ПРОГРАММАХ НАГРУЖЕНИЯ**

При проектировании и доводке дизелей часто необходимо моделировать деформированное состояние коленчатого вала в условиях эксплуатации. Одна из методик решения таких задач состоит в следующем.

Вначале с помощью метода конечных элементов (МКЭ) рассчитываются так называемые коэффициенты влияния для отдельных колен — углы поворота их опорных плоскостей от действия единичных нагружающих факторов. В качестве последних принимаются изгибающие и крутящие моменты, приложенные к левой и правой опорным плоскостям, а также сосредоточенные перпендикулярные оси вала силы, действующие в средних сечениях шек и шатунной шейки [1]. Затем по этим коэффициентам методом надопорных моментов (МНМ), используя индикаторные диаграммы и значения нагрузок для данного скоростного режима двигателя, рассчитываются все силовые факторы, действующие на каждое колено, в зависимости от угла его поворота [2; 3]. После чего по радиальным зазорам опорных подшипников, податливостям опор и вычисленным с помощью МНМ опорным реакциям можно определить конфигурацию упругой линии вала. По действующим силовым факторам методом конечных элементов можно найти деформированное состояние каждого колена и определить истинные положения сечений коленчатого вала, складывая деформации опор и отдельных колен.

Задача расчета отдельного колена по МКЭ благодаря большому числу элементов разбиения довольно громоздка, и ее решение для одного варианта нагружения на ЭВМ ЕС-1060 составляет примерно 20 мин. Поэтому расчет всего коленчатого вала для одного конкретного положения, в зависимости от числа колен, потребует нескольких часов, не считая времени расчета коэффициентов влияния. Отсюда следует, что для анализа деформаций

вала при рассмотрении достаточно большого числа его углов поворота и различных режимов работы двигателя потребуется неприемлемо много машинного времени. В связи с этим весьма актуальной представляется задача существенного повышения быстродействия такого алгоритма.

Цель данного исследования — поиск возможностей повышения эффективности расчета деформаций коленчатого вала за счет применения принципа суперпозиции. Для определения перемещений узлов конечноэлементной модели колена в условиях комплексного силового нагружения используется информация о величинах таких перемещений от действия единичных силовых факторов, которая накапливается при расчете коэффициентов влияния.

Для задания перемещений узлов модели выберем систему координат ξ : начало в центре левой опорной плоскости колена, ось y — вправо вдоль оси опор, ось z — в плоскости кривошипа и направлена в сторону шатунной шейки, ось x дополняет систему до правой. Перемещения узлов вдоль осей этой системы от каждого из указанных единичных силовых факторов зададут некоторую матрицу S размерности $3n \times k$, где n — число узлов колена, k — число рассматриваемых силовых факторов. Тогда координаты перемещений узлов от некоторого комплексного нагружения колена находятся по формуле

$$\Delta \vec{\xi}_i = S_i \vec{P}_i, \quad (1)$$

где $\Delta \vec{\xi}_i$ — вектор перемещений узлов i -го колена размерности $3n$; $\vec{P}_i$ — вектор значений нагружающих сил и моментов размерности k .

Для определения суммарных смещений узлов вала выберем систему координат η (в условиях ненагруженного вала). Начало — в центре левого опорного подшипника первого кривошипа, ось y — вдоль оси коренных опор вправо, ось z — в плоскости первого кривошипа в сторону его шатунной шейки, ось x дополняет систему до правой.

Из-за упругого смещения опор и наличия установочного радиального зазора в подшипниках указанные системы координат получают угловое и линейное рассогласование (рис. 1). Запишем матрицу поворота этих систем относительно друг друга

$$\Phi_i = \begin{bmatrix} \cos \alpha_2^i & \sin \alpha_2^i & 0 \\ -\cos \alpha_1^i \sin \alpha_2^i & \cos \alpha_1^i \cos \alpha_2^i & -\sin \alpha_1^i \\ -\sin \alpha_1^i \sin \alpha_2^i & \sin \alpha_1^i \cos \alpha_2^i & \cos \alpha_1^i \end{bmatrix}.$$

Здесь

$$\begin{aligned} \alpha_1^i &= \arcsin((z_{i+1} - z_i)a_i); \\ \alpha_2^i &= \arcsin((x_{i+1} - x_i)/a_i). \end{aligned} \quad (2)$$

где a_i — межцентровое расстояние соседних опор; x_i , y_i , z_i — координаты смещения центра левой, x_{i+1} , y_{i+1} , z_{i+1} — правой опорных плоскостей вала в системе η .

Координаты узлов в этой системе определяются по формуле

$$\vec{q}_i = \Phi_i(\vec{\xi}_i + \Delta\vec{\xi}_i) + \vec{q}_{0i}, \quad (3)$$

где $\vec{\xi}_i$ — координаты узлов свободного колена в системе ξ ; $\Delta\vec{\xi}_i$ — деформации узлов из (1);

$$q_{0i} = \{x_i, y_i, z_i\}; y_1 = 0; y_i = y_{i-1} - a_i(1 - \cos \alpha_i^1 \cos \alpha_i^2), i = 2, 3, \dots$$

$$x_i = x_{0i} \left(1 + \rho_i \sqrt{x_{0i}^2 + z_{0i}^2}\right), x_{0i} = -R_{ix}\varepsilon_{ix};$$

$$z_i = z_{0i} \left(1 + \rho_i \sqrt{x_{0i}^2 + z_{0i}^2}\right), z_{0i} = -R_{iz}\varepsilon_{iz}, i = 1, 2, \dots;$$

ρ_i — радиальный зазор в левом подшипнике i -го колена; R_{ix}, R_{iz} — составляющие реакции; $\varepsilon_{ix}, \varepsilon_{iz}$ — податливости левой опоры вдоль осей x, z соответственно.

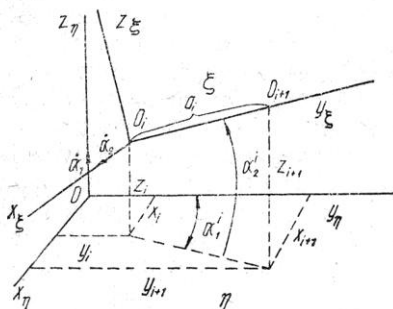


Рис. 1

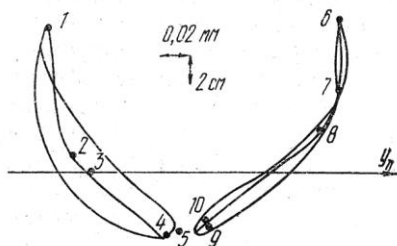


Рис. 2

Для оценки эффективности предлагаемого метода были произведены расчеты деформаций пятицилиндрового транспортного дизеля. Вначале по МКЭ рассчитывались коэффициенты влияния и перемещения узлов конечноэлементной модели колена от единичных нагружающих факторов. Затем по МНМ для заданного скоростного режима двигателя с шагом по углу поворота вала 6° вычислялись смещения опор и определялись комплекты силовых нагрузок каждого колена. Значения последних для наиболее нагруженного положения пятого колена составили: изгибающие моменты на левой опоре $M_x = 391,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_z = -2749,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$; изгибающие моменты на правой опоре $M_x = -1243,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_z = -2129,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$; крутящий момент $M_{кр} = -1516,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$; силы инерции шеек $P_x^n = P_x^n = 16590 \text{ Н}$; составляющие сил инерции шатунов и газовых сил $P_x = 2770 \text{ Н}$, $P = 19110 \text{ Н}$.

Результаты расчета деформированного состояния данного колена по методу конечных элементов представлены на рис. 2. Здесь показаны проекции контуров левой и правой шеек, а также их вертикальных диаметров на плоскость $y_\eta O z_\eta$. Масштаб по горизонтали в 1000 раз больше, чем по вертикали.

Аналогичный расчет для отдельных узлов сечений (1—10) был произведен с помощью предлагаемого метода суперпозиции. Сравнительные результаты этих расчетов сведены в таблицу.

№ узла	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Δy_{η} по МКЭ	0,94	0,97	1,06	1,68	1,80	1,01	1,00	0,84	0,087	0,087
$\times 10^{-1}$, мм										
Δy_{η} по МС	0,87	0,89	0,98	1,60	1,72	0,94	0,92	0,76	0,015	0,011
$\times 10^{-1}$, мм										
Погрешность	0,72	0,79	0,81	0,85	0,73	0,73	0,79	0,83	0,72	0,76
$\times 10^{-2}$, мм										

Из нее следует, что с помощью метода суперпозиции (МС) лучше описывается форма сечений колена, чем их положение вдоль оси y_{η} , так как погрешность во всех точках примерно одинакова и имеет один и тот же знак. Объясняется это увеличением погрешности при суммировании в формуле (1), так как матрица S определялась с той же погрешностью, что и сечения колена на рис. 2. Относительная погрешность в определении положений узлов из таблицы составляет от 4 % до 10 %, форма же сечения получается с ошибкой менее 1 %. Время расчета по МС — несколько секунд, хотя при этом и требуется сравнительно большой объем памяти для хранения матрицы S (в нашем случае ~50—100 Кбайт).

Матрицу S , если она не помещается в оперативной памяти машины, можно хранить на внешних носителях.

Таким образом, метод суперпозиции дает достаточно полную картину по деформациям коленчатого вала для различных положений и условий нагружения. Кроме того, в отдельных случаях в целях повышения достоверности результатов могут быть проделаны расчеты по МКЭ. Погрешности МС объясняются, в основном, вычислительными аспектами метода, а также способом приведения распределенных нагрузок к узловым. Это позволяет рекомендовать МС для расчетов деформаций коленчатых валов.

Список литературы: 1. Тарсис Ю. Л., Шорох Е. А. Определение упругих характеристик коленчатого вала ДВС методом конечных элементов.—К., 1984.—15 с.—Деп. в УкрНИИТИ 11.05.84. № 825. 2. Тарсис Ю. Л., Конярев Ю. Н., Шорох Е. А., Терещенко К. И. Расчет многоопорных коленчатых валов дизелей // Железнодорожный транспорт, экспресс-информация.—1981.—Вып. 2.—С. 45—48. 3. Тарсис Ю. Л., Шорох Е. А. Статический расчет коленчатого вала при наличии зазоров в подшипниках // Динамика и прочность машин.—1982.—Вып. 35.—С. 59—63.

Поступила в редколлегию 14.04.86