

Марьина Н.Л.

Кандидат технических наук, доцент, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

Селифонов С.К.

Студент ТМС 4в, Балаковский институт техники, технологии и управления, г. Балаково, Россия

ТЕХНИЧЕСКАЯ НАДЕЖНОСТЬ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Как показывает эксплуатация, поломка коленчатых валов начинается с появления трещины на галтелях в области перекрытия шеек. Согласно статистических данных, 70-80% поломок коленчатых валов быстроходных двигателей носит характер усталостного разрушения от изгибных нагрузок. В связи с этим дальнейшая форсировка двигателей по параметрам термодинамического цикла и частоте вращения коленчатого вала требует проведения специальных исследований, направленных в основном на повышение изгибной усталостной прочности коленчатых валов. Эти трещины вызываются, главным образом, чрезмерным изгибом колена в плоскости кривошипа и носят усталостный характер. Нагрузки, действующие на колено, определяются, обычно, расчетным путем по разрезной или неразрезной схемам. Расчет по неразрезной схеме приводит к лучшему соответствию нагруженности элементов коленчатого вала, чем по разрезной схеме, когда каждое колено рассматривают отдельно, а влияние соседних колен учитывается лишь по набегающему крутящему моменту, что делает расчет приближенным. Метод расчета коленчатого вала по неразрезной ломаной балке, разработанный С.П. Тимошенко и И.И. Трапезиным, основан на рассмотрении условий непрерывности оси вала над промежуточными опорами. За лишние неизвестные принимаются надопорные изгибающие моменты, действующие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях каждого колена. При этом условие равновесия вала описывается системой линейных алгебраических уравнений, порядок которой равен $2(n-2)$, где n – число опор коленчатого вала. Существенным недостатком такой схемы расчета является условность замены вала пространственной балкой, так как при этом принято действительные элементы кривошипа заменять прямыми стержнями, расположенными в главных плоскостях инерции этих элементов. Длина стержня, соответствующая щеке, принимается равной радиусу кривошипа. Длина шеек – расстоянию между серединами щек. Моменты инерции шеек и щек берутся по номинальным размерам, вследствие чего расчетная деформация оказывается больше, так как действительная длина деформируемых элементов коленчатого вала меньше. Все это ведет к значительным ошибкам (в 1,5-3 и более раз) как при определении аналитическим методом углов поворота надопорных сечений (коэффициентов влияния) коленчатого вала, так и при расчете напряжений в его элементах. Экспериментальное же определение углов поворота надопорных сечений существующих транспортных дизелей является задачей технически трудной и невыполнимой для двигателя, находящегося в стадии проектирования. Следует

отметить. Что с помощью неразрезной схемы раскрывается лишь статическая неопределенность системы. В дальнейшем расчет выполняется аналогично разрезной схеме, то есть из коленчатого вала выделяется наиболее характерное колено, к нему прикладываются соответствующие нагрузки и определяются необходимые параметры. При этом задаются различными допущениями и по известным формулам вычисляются, например, максимальные напряжения, действующие в щеках, по которым судят об эксплуатационной надежности этих элементов коленчатого вала. Различие в расчете нагруженности по неразрывной и разрывной схемам можно свести к минимуму, если в расчетной схеме коленчатый вал представить комплексами механических элементов, и затем рассчитывать стержневую систему, состоящую из этих комплексов, по методу конечных элементов (МКЭ). Сопряжение этих комплексов осуществляется путем удовлетворения в узлах условий равновесия и неразрывности перемещений. Комплекс элементов целесообразно представлять отдельным коленом, которое состоит из двух половинок длин коренных и одной шатунной шеек и двух щек (рис.1).

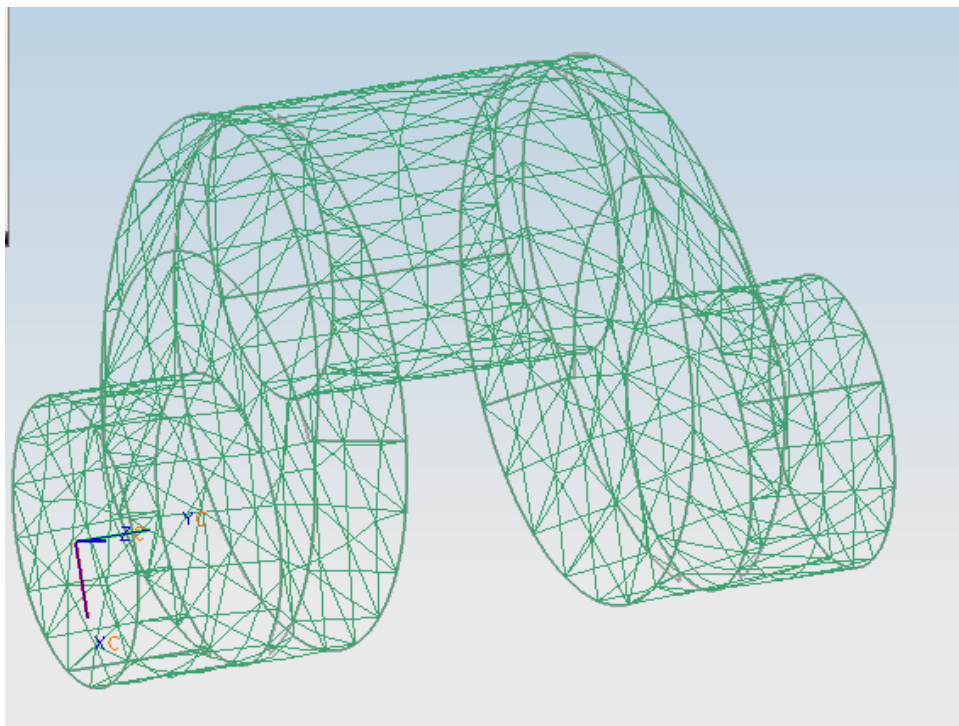


Рис. 1. Дискретизация МКЭ i -того колена коленчатого вала дизеля 6ЧН

21/21

Последовательность решения МКЭ i -того кривошипа включает 4 этапа [1]. Здесь не представлена схема колена с приложенными нагрузками. Задачи

с применением МКЭ охватывают почти все практические случаи, хотя иногда предположение о том, что напряженное или деформированное состояние двумерно, дает вполне приемлемую и более экономичную модель. Простейшим элементом для двухмерных задач является треугольник. В трехмерном случае его аналогом является тетраэдр – элемент с четырьмя узлами. Очевидно, что для получения заданной системы количество простых тетраэдральных элементов должно быть очень большим. Это приводит к огромному числу уравнений, что несколько ограничивает на практике применение метода. Кроме того, ширина ленты матрицы системы уравнений становится большой и в результате увеличивается необходимый объем памяти вычислительной машины. В дальнейшем всюду рассматривается подход, известный как метод перемещений. В этом случае метод эквивалентен минимизации полной потенциальной энергии системы, выраженной через поле перемещений. Результаты исследования напряженного состояния элементов коленчатого вала в эксплуатационных условиях с применением МКЭ позволяют более верно судить об эксплуатационной надежности конструкции по критерию усталостной прочности.

Перемещение любой точки определяется тремя компонентами u, v и w в направлении координат x, y, z . Таким образом, вектор перемещений имеет вид

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Если для задания линейного закона изменения какой-либо величины в плоском треугольном элементе требовались три узловых значения, то в трехмерном случае необходимо задать четыре узловых значения. По аналогии запишем:

$$u = a_1 + a_2 x + a_3 y + a_4 z \quad (2)$$

Приравнявая эти выражения перемещениям узловых точек, получаем четыре уравнения типа:

$$\begin{cases} u_i = a_1 + a_2 x_i + a_3 y_i + a_4 z_i \\ u_j = a_1 + a_2 x_j + a_3 y_j + a_4 z_j \\ u_m = a_1 + a_2 x_m + a_3 y_m + a_4 z_m \\ u_p = a_1 + a_2 x_p + a_3 y_p + a_4 z_p \end{cases} \quad (3)$$

из которых определяются коэффициенты $a_1 - a_4$.

Запишем соотношение (1) в форме с использованием определителя:

$$u = \frac{1}{6V} \left\{ \begin{array}{l} (a_i + b_i x + c_i y + d_i z) + (a_j + b_j x + c_j y + d_j z) + \\ + (a_m + b_m x + c_m y + d_m z) + (a_p + b_p x + c_p y + d_p z) \end{array} \right\} \quad (4)$$

$$6V = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \\ 1 & x_j & y_j & z_j \\ 1 & x_m & y_m & z_m \\ 1 & x_p & y_p & z_p \end{vmatrix} \quad (5)$$

Величина V в данном случае представляет объём тетраэдра. Коэффициентами a_i, b_i, c_i, d_i обозначены определители.

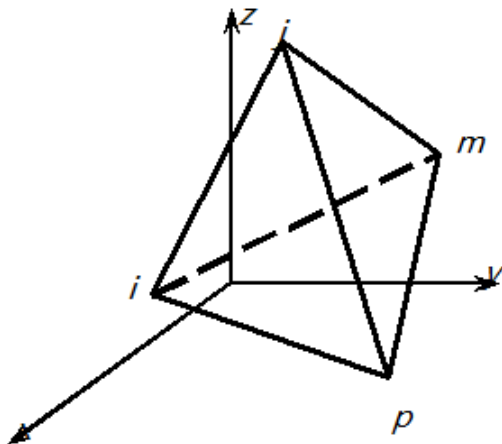


Рис.2. Конечный элемент в виде тетраэдра.

$$\begin{aligned} \hat{a}_i = \det \begin{vmatrix} x_j & y_j & z_j \\ x_m & y_m & z_m \\ x_p & y_p & z_p \end{vmatrix}; \hat{a}_i = \det \begin{vmatrix} 1 & y_i & z_i \\ 1 & y_m & z_m \\ 1 & x_p & z_p \end{vmatrix}; \\ \tilde{n}_i = \det \begin{vmatrix} x_j & 1 & z_j \\ x_m & 1 & z_m \\ x_p & 1 & z_p \end{vmatrix}; d_j = \det \begin{vmatrix} x_j & y_j & 1 \\ x_m & y_m & 1 \\ x_p & y_p & 1 \end{vmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

Остальные коэффициенты получаются циклической перестановкой индексов p, i, j, m .

Как видно из рис.2, узлы p, i, j, m пронумерованы в соответствии с правилом правой руки, причем, первые три узла пронумерованы по часовой стрелке, если посмотреть со стороны последнего узла.

Перемещение элемента определяется двенадцатью компонентами перемещений его узлов:

$$\{\delta\}^e = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \\ \delta_m \\ \delta_p \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$\{\delta\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix}$$

где и т.д.

Перемещение произвольной точки можно записать в виде:

$$\{f\} = [N_i^I, N_j^I, N_m^I, N_p^I], \quad (8)$$

где скалярные величины определяются соотношениями:

$$N_i^I = \frac{a_i + b_i x + c_i y + d_i z}{6V} \quad \text{и т.д.} \quad (9)$$

здесь I – единичная матрица.

Ясно, что эти функции перемещений будут удовлетворять требованиям непрерывности на границах между элементами. Этот результат является прямым следствием линейного закона изменения перемещений.

В трехмерном случае в матрице деформаций учитываются все шесть компонентов деформации. Используя известные обозначения С.П.Тимошенко [2], запишем матрицу деформаций в виде:

$$\{e\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Легко убедиться, что:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\}^e = [B_i, B_j, B_m, B_p] \quad (11)$$

$$[B_i] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i^I}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i^I}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N_i^I}{\partial z} \\ \frac{\partial N_i^I}{\partial y} & \frac{\partial N_i^I}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_i^I}{\partial z} & \frac{\partial N_i^I}{\partial y} \\ \frac{\partial N_i^I}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N_i^I}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} b_i & 0 & 0 \\ 0 & c_i & 0 \\ 0 & 0 & d_i \\ c_i & b_i & 0 \\ 0 & d_i & c_i \\ d_i & 0 & b_i \end{bmatrix} \quad (12)$$

где

Остальные подматрицы получаются простой перестановкой индексов.

Кроме того, надо учитывать, что в рассматриваемый момент времени в теле коленчатого вала существуют остаточные напряжения:

$$\{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) - \{\sigma_0\} \quad (13)$$

При использовании обычных упругих постоянных – модуля упругости E и коэффициента Пуассона – матрица упругости имеет вид:

$$[D] = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1+2\nu)} x \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \quad (14)$$

Выражение для матрицы жесткости, определяем в общем случае соотношением, имеет вид:

$$[K]^e = \int [B]^T [D][B] dV \quad (15)$$

Исправления (3) можно проинтегрировать точно, так как компоненты деформации и напряжения постоянны внутри элемента.

Подматрица с индексами rs матрицы жесткости определяется соотношением:

$$[K_{rs}] = [B_r]^T [D][B_s] V, \quad (16)$$

где V – объем тетраэдра.

Для корректировки схемы идеализации коленчатого вала, графического представления о полученной разбивке на КЭ и для разумной перенумерации узлов сетки, содержащей элементы с малыми узлами, проводится оптимизация координат узлов, улучшается вид сетки элементов. Результатом разработки являются массивы координат узлов и массив. Служащий списком элементов. Графическое изображение идеализации коленчатого вала позволяет найти ошибки, допущенные при подготовке исходной информации к расчету. Схема машинной дискретизации МКЭ коленчатого вала дизеля 64Н 21/21 представлена на рис.1.

В заключение отметим, что рассмотренная расчётная схема МКЭ по определению напряжений в элементах коленчатого вала и его противовеса не только сохраняет единую схему идеализации упругих систем, но и позволяет определить уровень напряжений в конструкции.

В общем виде проблема расчёта напряжённого состояния элементов коленчатого вала решается на базе численного расчета по методу КЭ. Полученные результаты расчёта (усилия и напряжения) применяются в качестве граничных условий для расчёта в дальнейшем.

Литература

1. Марьина Н.Л. Эксплуатационная надёжность коленчатых валов транспортных дизелей/ Н.Л. Марьина, С.П. Косырев/ Межвуз. Сб. науч. тр. Саратов, 2007. С. 54-57.
2. Тимошенко С.П., Дж. Гере. Механика материалов.- М.: Мир, 1976.- с.222-223.