

В.Н.СОБОЛЬ, канд.техн.наук, науч.сотр., НТУ «ХПИ»;
Ю.Л.ТАРСИС, канд.техн.наук, проф., НТУ «ХПИ»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТИЛЬНОЙ ПОДАТЛИВОСТИ КОЛЕНА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Крутильна податливість коліна колінчастого вала, що необхідна для розрахунків крутильних коливань колінчастого вала й трансмісії, визначається методом скінчених елементів у тривимірній постановці й порівнюється з даними емпіричних методів, що традиційно використовуються.

Torsions flexibility of crankshaft is determined by the finite elements method in the three-dimensional problem statement. It is needed for the calculations of torsion vibrations of crankshaft and transmission. The results are compared with traditional empirical methods.

Одной из основных задач при проектировании современных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и трансмиссий есть обеспечение их динамической прочности, надежности и долговечности. В этой связи еще на стадии проектирования должны быть решены задачи отстройки от резонансных режимов в рабочем диапазоне угловых скоростей вращения коленчатого вала. Расчеты парциальных крутильных колебаний вала и трансмиссии представляют важную часть этой задачи. При этих расчетах в дискретной постановке используют приведенную схему вала и трансмиссии, включающую податливость на кручение. Для коленчатого вала определение податливости является нетривиальной задачей. Использование для этой цели стержневой рамной модели невозможно, так как конструкции коленчатых валов таковы, что, во-первых, поперечные и продольные размеры стержней соизмеримы, а чаще всего поперечные превосходят продольные, а во-вторых, значительная степень перекрытия шеек вала не позволяет выделить щеки как отдельные стрелки. Поэтому большое распространение получили различные эмпирические формулы, предложенные отдельными исследователями в прошлом столетии [1,2], и основанные на экспериментальных исследованиях существующих в то время конструкций. Однако эти методы не могут гарантировать достаточную практическую точность, особенно для современных конструкций, отличающихся от использованных ранее для получения указанных эмпирических зависимостей.

Вместе с тем, современные численные методы позволяют решить задачу определения податливости на кручение коленчатого вала непосредственно на основе модели колена, которое учитывает его основные конструктивные особенности. Таким методом, безусловно, есть метод конечных элементов (МКЭ), который ранее уже использовался для определения упругих характеристик коленчатого вала и идентификации стержневых параметров коленчатого вала для динамических расчетов[3]. Расчеты выполнены с помощью

программного обеспечения, описанного в работе [3]. Рассмотрены модели колен двух коленчатых валов: дизеля промышленного трактора (MTU) и стационарного дизеля Д80, который спроектирован на ГП «Завод имени Малышева». Расчетные схемы колен приведены на рис. 1 и рис. 2. Там же приведены схемы разбивки на конечные элементы.

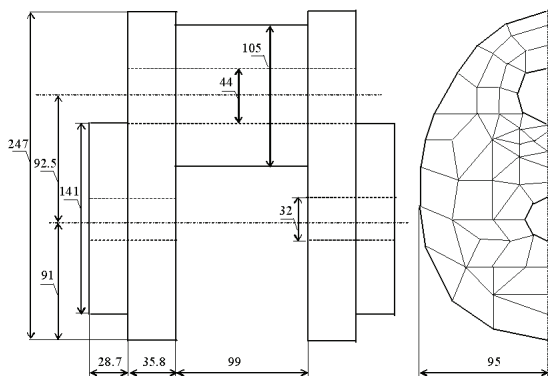


Рисунок 1 – Модель колена вала дизеля MTU

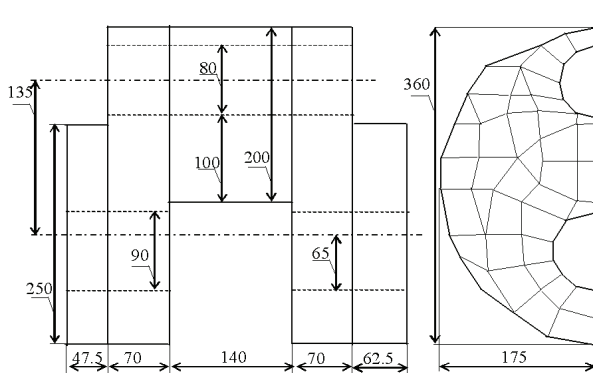


Рисунок 2 – Модель колена вала дизеля Д80

В качестве базисных конечных элементов использованы прямые треугольные призмы. Шестигранные конечные элементы состоят из двух призм. Модель колена дизеля (MTU), имела по одному слою элементов для коренных шеек и щек и три для шатунной шейки. Количество узлов 562, базисных элементов 632, степеней свободы 1686. Модель колена дизеля Д80 имела по одному слою для коренных шеек и щек и два для шатунной шейки. Количество узлов 554, базисных элементов 568, степеней свободы 1662.

Крутильная податливость колена определялась следующим образом. Колено выделялось из коленчатого вала средними сечениями коренных шеек.

Узлы торцевого сечения правой коренной шейки полностью закреплялись от перемещений. В узлах, расположенных на двух взаимно перпендикулярных диаметрах торцевого сечения левой коренной шейки, прикладывались силы с линейным законом распределения. Далее подсчитывался суммарный крутящий момент и средний угол закручивания нагруженного сечения. Крутильная податливость колена определялась как отношение угла закручивания сечения коренной шейки к суммарному крутящему моменту в сечении. Следует отметить, что при принятом законе распределения нагрузки распределение перемещений по нагруженным узлам и в целом по сечению достаточно точно подчиняется линейному закону.

Наряду с расчетами, проведенными с помощью программного обеспечения, описанного в работе [1] аналогичные расчеты колена вала (MTU) выполнены с помощью комплекса ANSYS, который располагает большими возможностями как в области автоматизации построения трехмерных моделей, так и в выборе конечных элементов и степени дискретизации исследуемой области. В качестве базисного конечного элемента использовался трехмерный тетраэдрический 10-узловой элемент (SOLID92). Расчеты проведены для двух моделей, включающих 5446 (модель 1) и 26616 (модель 2) конечных элементов. Модели колена и нагрузка для второй модели приведены на рис. 3. Перемещения нагруженных узлов первой модели показаны на рис. 4, а второй – на рис. 5.

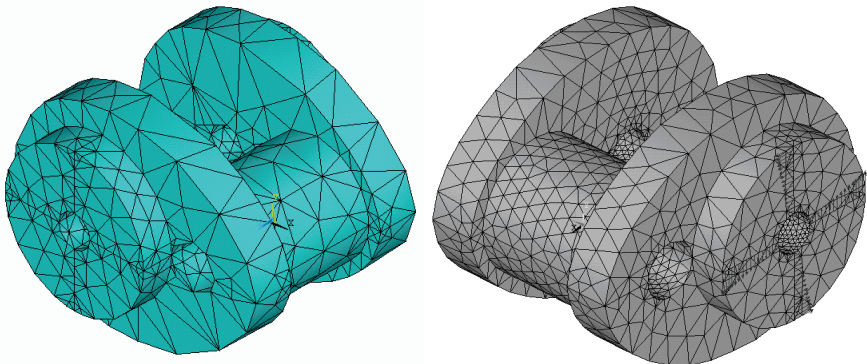


Рисунок 3 – Модели колена (слева-5446 КЭ – модель 1, справа - 26616 КЭ – модель 2)

Для сравнения были выполнены расчеты по известным эмпирическим формулам [1,2]:

Формула Тимошенко

$$e = \frac{32}{\pi G} \left[\frac{l_1 + 0,9h}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{0,433R}{hb_3^3} + \left(1 - \frac{m}{k} \right) \left(\frac{l_2 + 0,9h}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{0,433R}{hb_3^3} \right) \right] \text{ кгс}^{-1}\text{см}^{-1}, \quad (1)$$

где

$$k = 1 + \frac{0,144}{R^2} \cdot \frac{\frac{1,32l_2}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{R}{hb_3^3} \left[(1,63b_3^2 - R^2)h^2 + 1,22(l_2 + h)^2 (b_3^2 + h^2) \right]}{\frac{l_2}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{0,433R}{hb_3^3}},$$

коэффициент $m = 0$ в предположении наличия больших зазоров в коренных подшипниках, и $m = 1$ в предположении отсутствия зазоров.

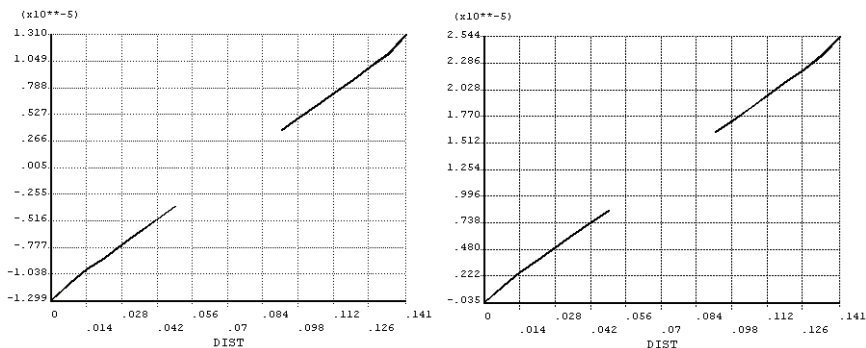


Рисунок 4 – Распределение перемещений нагруженных узлов U_x и U_y для модели 1

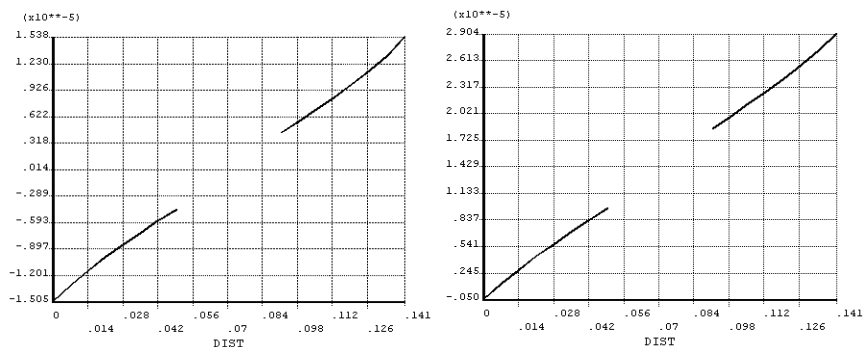


Рисунок 5 – Распределение перемещений нагруженных узлов U_x и U_y для модели 2

Формула Урванцева (Коломенский завод им. В.В. Куйбышева)

$$e = \frac{32}{\pi G} \left[\frac{l_1}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{0,9R}{hb_3^3} \left(1 + \frac{0,64}{R^2} \sqrt[3]{\frac{(d_1^4 - \delta_1^4)(d_2^4 - \delta_2^4)}{R^2}} \right) \right] \text{кГс}^{-1}\text{см}^{-1}. \quad (2)$$

Формула Зиманенко

$$e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_1 + 0,6h \frac{d_1}{l_1}}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{0,8l_2 + 0,2b_0 \frac{d_1}{R}}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{R}{hb_0^3} \sqrt{\frac{R}{d_2}} \right) \text{кГс}^{-1}\text{см}^{-1}. \quad (3)$$

Формула В.И.С.Е.Р.А.

$$e = \frac{32}{\pi G} \left\{ \frac{1}{d_1^4 - \delta_1^4} \times \left[l_1 - r_1 + 0,1 d_1 \left(1 + 0,1 \frac{d_1}{h} \left(\frac{2p_1}{1,2d_1 + h - 2q_1} + \frac{q_1}{1,2d_1 + h - 2q_1} \right) \right) \right] + \frac{1}{d_2^4 - \delta_2^4} \times \left[l_2 - r_2 + 0,1 d_2 \left(1 + 0,1 \frac{d_2}{h} \left(\frac{2p_2}{1,2d_2 + h - 2q_2} + \frac{q_2}{1,2d_2 + h - 2q_2} \right) \right) \right] + \frac{k_1}{hb^3} + \frac{k_2 + k_3 + k_4}{d_1^3} \right\} \text{кГс}^{-1}\text{см}^{-1} \quad (4)$$

Формула Терских-1

$$e = \frac{9,4}{G} \cdot \frac{H + 0,5R}{d_{cp}^4 - \delta_{cp}^4} \text{кГс}^{-1}\text{см}^{-1}. \quad (5)$$

Формула Терских-2

$$e = \frac{7,3}{G} \cdot \frac{H + 2,2R}{d_{cp}^4 - \delta_{cp}^4} \text{кГс}^{-1}\text{см}^{-1}. \quad (6)$$

Формула Картера

$$e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_1 + 0,8h}{d_1^4 - \delta_1^4} + \frac{0,75l_2}{d_2^4 - \delta_2^4} + \frac{1,5R}{hb^3} \right) \text{кГс}^{-1}\text{см}^{-1}. \quad (7)$$

Все конструктивные параметры моделей колен, обозначения которых приведены в [3], определялись на основе рабочих чертежей. Результаты сравнения проведенных расчетов с расчетами по эмпирическим формулам приведены в таблице, а их иллюстрация на диаграммах (см. рис. 6, рис. 7).

Результаты расчетов крутильной податливости

Формула (метод)	MTU/10 ⁻⁸	Д-80/10 ⁻⁹
1. ($m = 0$)	2,253	3,652
1. ($m = 1$)	1,953	3,26
2.	2,596	4,954
3.	2,368	3,999
4.	2,219	3,539
5.	1,407	2,676
6.	1,719	3,121
7.	2,044	3,254
МКЭ-1	2,178	3,603
ANSYS (модель 1)	2,224	—
ANSYS (модель 2)	2,284	—

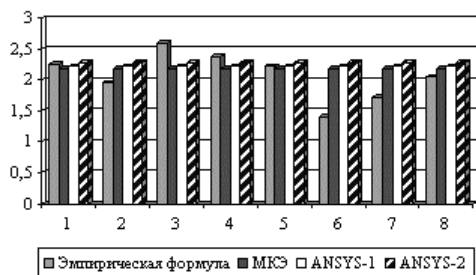


Рисунок 6 – Диаграмма сравнения эмпирических формул с МКЭ для МТУ

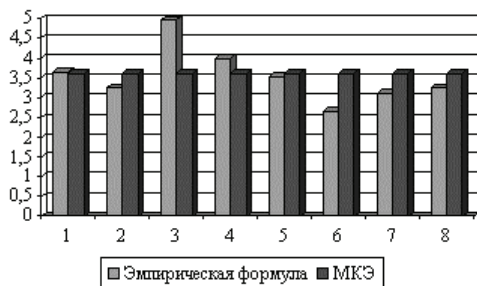


Рисунок 7 – Диаграмма сравнения эмпирических формул с МКЭ для D – 80

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы. 1. Результаты расчетов крутильной податливости коленчатого вала по эмпирическим формулам дают существенный разброс для одних и тех же конструкций. Это основано на различии методов и экспериментальных данных. 2. Предложенная методика позволяет определять крутильную податливость коленчатых валов самых различных конструкций непосредственно на основании чертежей с учетом их конструктивных параметров. 3. Точность определения крутильной податливости с помощью МКЭ вполне приемлема для практического использования при сравнительно невысокой степени дискретизации модели.

Список литературы: 1. Терских В.П. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Т.1. Элементы системы и возмущающие моменты. – Ленинград, Судостроение, 1969. – 206 с. 2. Байков Б.П., Ваншейдт В.А., Воронов И.П. и др. Дизели. Справочник. – Ленинград. Машиностроение. Ленинградское отделение, 1977. – 479 с. 3. Тарсис Ю.Л., Тарсис Е.Ю. Идентификация параметров дискретной модели коленчатого вала при динамических расчетах / Материалы 11-й международной научно-технической конференции «Физические и компьютерные технологии». – Харьков. – 2005. – С. 279-284.

Поступила в редколлегию 23.11.2009