

А.А. ЛАРИН, канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПИ»;
Ю.Л. ТАРСИС, канд. техн. наук, професор, НТУ «ХПИ»

ИСТОРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ

У статті надано історичний аналіз методів визначення жорсткостей колінчастих валів. Ця характеристика, що необхідна для розрахунків крутильних коливань колінчатого вала й трансмісії, визначається методом скінчених елементів у тривимірній постановці й порівнюється з даними емпіричних методів, що традиційно використовуються.

This paper deals with historical analysis of methods of determination torsions stiffness of crankshafts. This feature 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.

Задача о крутильных колебаниях валопроводов силовых установок была одной из первых задач теории колебаний. Она сыграла заметную роль в развитии теории колебаний дискретных систем. Это обусловлено тем, что на протяжении десятков лет именно крутильные колебания валопроводов определяли прочность и надежность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) – основного источника энергии в XX столетии. Для решения этой задачи были разработаны многие методы, применявшиеся в теории колебаний, и в них были обнаружены новые колебательные явления, что во многом продвинуло развитие этой сравнительно молодой отрасли механики. Традиционно для расчетов крутильных колебаний валопровод приводится к системе цепной структуры, т.е. рассматривается дискретная модель, состоящая из абсолютно твердых дисков с осевыми моментами инерции, соединенных невесомыми упругими валами, имеющими крутильную жесткость [1, с. 91]. При этом дифференциальные уравнения колебаний легко записываются в прямой форме без применения аппарата аналитической механики. Основной же трудностью решения задачи является определение инерционных и упругих характеристик при построении механической модели колебаний. Более подробно с историей развития задачи о крутильных колебаниях дискретных систем можно ознакомиться в работе [1].

Появление в 1920-е гг. быстроходных двигателей с длинными и податливыми коленчатыми валами привело к возникновению в них резонансов крутильных колебаний, при которых деформировались не только элементы трансмиссии, но и сами коленчатые валы. Необходимость расчетов крутильных колебаний, при которых вал двигателя уже нельзя было рассматривать абсолютно жестким, потребовало умения определять крутильные жесткости его участков, в том числе и расчетным способом.

На протяжении десятков лет решение этой задачи основывалось на применении эмпирических формул, полученных как ведущими моторостроительными фирмами, так и отдельными авторами. Все это время определить достоверность той или иной формулы можно было только путем сравнения результатов с экспериментальными данными.

Однако с появлением и широким распространением метода конечных элементов (МКЭ) во второй половине прошлого века появилась возможность определять крутильную жесткость участка коленчатого вала расчетным путем с высокой степенью точности. Данная статья посвящается анализу различных эмпирических формул и их сравнению с точными результатами, полученными в работе [2] с помощью МКЭ.

Задача определения жесткости на кручение одного колена вала была решена С. П. Тимошенко в 1922 г. [3, с. 156–158]. При этом Степан Прокофьевич рассматривает два случая:

- 1) зазоры в подшипниках таковы, что возможны свободные перемещения поперечных сечений коренных шеек, вызванные изгибом щек;
- 2) закрепление в подшипниках полное, зазоры отсутствуют.

При расчете податливости колена суммируются податливости от кручения коренных и шатунной шеек, а также от изгиба щек. Вслед за Тимошенко целый ряд авторов предложил свои эмпирические формулы для решения рассматриваемой задачи. Среди них Картер, Гейгер, Зеельман, Засс и др. До 1933 г. все исследователи полагали, что кручение вала создается крутящим моментом, приложенным к коренным шейкам по концам вала. Это так называемое кручение I рода. Следует отметить, что обычное испытание на скручивание дает для валов с четырьмя и более коленами достаточно точные величины собственных частот для нижней части диапазона [4, с. 51–52]. Это можно объяснить тем, что коленчатый вал на этих частотах мало деформируется, и часто его вообще можно заменять одной массой. В 1933 г. профессор Р. Граммель высказал мнение, что указанный способ не соответствует действительности и дает неверные результаты. Основное закручивание, по его мнению, вызывается тангенциальными (перпендикулярными оси кривошипа) силами, действующими на шатунные шейки и соответствующими реакциями в коренных опорах. Этот случай носит название кручения II рода.

В 1936 г. Р. Граммель, К. Клоттер и К. Ф. Занден в работе «Упругие деформации коленчатых валов при крутильных колебаниях» (Die elastischen Verformungen von Kurbelwellen bei Torsionsschwingungen. Ing.-Arch. 7 (1936), с. 439) предложили новый способ определения жесткости участка коленчатого вала [5, с. 506]. Хотя метод поражал своей сложностью, результаты, полученные данными авторами, сильно расходились с экспериментами [4, с. 52].

В СССР пионерами в исследовании крутильных колебаний установок с ДВС стали специалисты Коломенского машиностроительного завода им.

В. В. Куйбышева и Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) им. Ф. Э. Дзержинского. Сотрудниками Коломенского завода Н. М. Урванцевым и В. П. Терских были не только разработаны методы расчетов крутильных колебаний валопроводов ДВС [6, 7, 8], но и предложены формулы для определения крутильных жесткостей коленчатых валов [9, 10].

В 1930-е гг. сотрудником Лаборатории ДВС ВТИ С. С. Зиманенко под руководством начальника группы крутильных колебаний В. К. Житомирского были проведены опыты по изучению податливости различных элементов валов. Были исследованы 47 образцов и получены данные для расчета податливости в разных случаях. Среди них 15 ступенчатых переходов, 10 конических с различным соотношением длины и диаметра, 8 образцов со шпоночными канавками и 14 видов посадок. Скручивание производилось в крутильной машине конструкции инженера К. Т. Шаталова [11].

В последующие годы С. С. Зиманенко вывел свою формулу для определения крутильных жесткостей коленчатых валов [4]. Он разбил существовавшие до этого формулы на группы:

1) трехчленные формулы, в основу которых положено кручение I рода. Среди них формулы Картера, Тимошенко для подшипников с зазорами, Кер-Вильсона, Гейгера, Зеельмана и фирмы «Зульцер»;

2) формулы, основанные также на кручении I рода, но с включением ряда сложных поправок и ряда дополнительных членов. Это формулы Засса, Тимошенко (для подшипников без зазоров), Константа, Нормана и Стинсона;

3) смешанные формулы с учетом кручения I и II рода. Среди них формулы Таплина и Фёппля – Гейгера;

4) чисто эмпирические формулы, пригодные только для прикидочных расчетов, например, формула Гельда.

Формулы Засса, Гейгера, Зеельмана и фирмы «Зульцер» непригодны для быстроходных двигателей. Формулы Тимошенко, Нормана и Стинсона, Константа и Таплина также годятся только для ограниченного класса двигателей. Для быстроходных двигателей предназначены формулы Картера, Кер-Вильсона, Фёппля – Гейгера и Тимошенко для подшипников с зазорами, которая, правда, дает завышенный результат.

С. С. Зиманенко провел экспериментальные исследования для коленчатых валов дизелей автомобилей грузоподъемностью 3–5 т. Сравнение различных подходов показало, что вполне приемлемы простые трехчленные формулы первой группы. Наиболее простой и точной из них является формула Картера. Однако использованные при ее получении экспериментальные материалы к 1940-м гг. устарели. Дело в том, что к тому времени изменилась форма колена вала. Новые усиленные валы имели значительное перекрытие шатунной и коренной шеек, см. рис. 1. Этим вносится поправка в сторону уменьшения деформации вала, определяемой

традиционными способами сопротивления материалов. Теоретический учет этого влияния очень труден, а точнее, просто невозможен.

С. С. Зиманенко в работе [4] высказал требования, которым должна удовлетворять формула жесткости участка коленчатого вала на кручение:

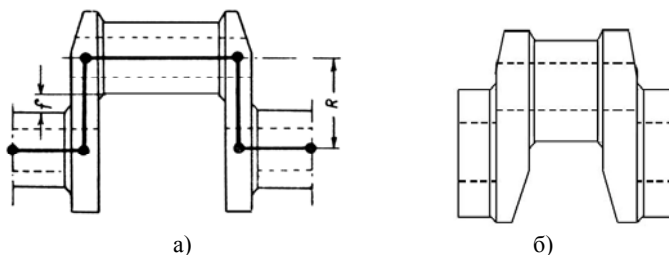
1) она должна основываться на теории кручения I рода и содержать три основных члена, соответствующих кручению коренной и шатунной шеек, а также изгибу шеек;

2) должна содержать элементы, соответствующие увеличению податливости вала вследствие влияния переходов при сопряжении шеек и шеек;

3) построение формулы должно обеспечивать учет перекрытия шеек, характерный для современных валов;

4) обеспечивать минимальное число действий;

5) формула должна быть надежной, но в то же время универсальной.



а – старого типа, б – современного.

Рисунок 1 – Схема колена вала

С. С. Зиманенко проводил подбор формулы путем последовательных приближений. Вначале он нашел среди 31 формулы такую, которая дает наилучшие результаты для девяти валов, испытывавшихся в Автотранспортном институте (НАТИ). Затем были исследованы еще 15 валов Картера (по пять судовых, автомобильных и авиационных), четыре вала Таплина для больших дизелей и два авиационных вала, разработанных в Центральном институте авиационного моторостроения.

Формула, полученная Зиманенко, также трехчленная. Для валов старых типов она давала результаты, близкие к формуле Картера. Однако для валов новых конструкций результаты Зиманенко ближе к опытным данным и сильно отличаются от результатов Картера. И. М. Бабаков указывает, что формула Картера применяется для коленчатых валов авиационных двигателей, а формула Зиманенко для двигателей стационарных [12, с. 219].

В настоящее время появилась возможность проверить достоверность приводимых здесь формул не только экспериментальным, но и расчетным путем. С этой целью полученные с помощью различных формул

податливости (величина обратная жесткости) сравнивались с податливостями, полученными методом конечных элементов (МКЭ). Сравнение проводилось для коленчатых валов двух дизелей – MTU, предназначенного для промышленного трактора и дизеля Д80, спроектированного на Харьковском заводе транспортного машиностроения имени В. А. Малышева. Расчетные схемы разбивки колен на конечные элементы приведены на рис. 2 и 3 [2]. Сравнение этих результатов с данными, полученными с помощью наиболее употребительных эмпирических формул, приведено в таблице 1.

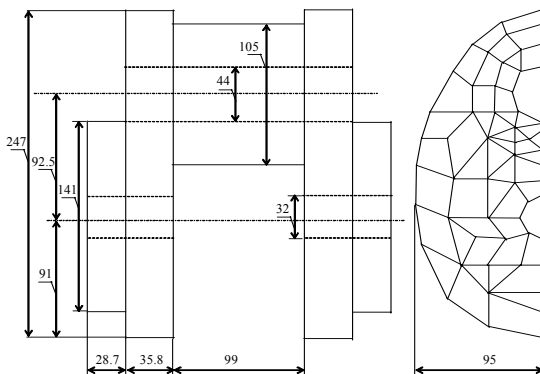


Рисунок 2 – Модель колена вала дизеля MTU

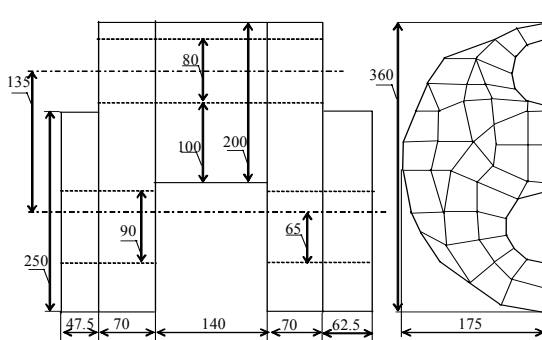


Рисунок 3 – Модель колена вала дизеля Д80

На наш взгляд, представляет интерес не только сравнение конкретных результатов, но и вклад отдельных конструктивных параметров модели в податливость колена. С этой целью был проведен анализ вклада этих параметров при варьировании их в пределах $\pm 10\%$ от номинальных значений. Предварительные расчетные исследования показали, что некоторые из параметров не оказывают сколько-нибудь значительного влияния на окончательные результаты (к ним относятся радиусы галтелей,

диаметры внутренних отверстий в коренной и шатунной шейках). Кроме того, по вполне понятным соображениям не приводятся данные варьирования радиуса кривошипа. В табл. 2 и 3 приведены результаты влияния варьирования следующих параметров, которые вносят в той или иной мере существенный вклад в окончательный результат: l_1 – длина коренной шейки; l_2 – длина шатунной шейки; d_1 – наружный диаметр коренной шейки; d_2 – наружный диаметр шатунной шейки; h – толщина щеки; b – ширина щеки.

Таблица 1 – Результаты расчетов крутильной податливости различных методов (в скобках указана погрешность метода по отношению к МКЭ)

Формула (метод)	MTU $e \cdot 10^9$, рад/Нм	Д80 $e \cdot 10^{10}$, рад/Нм
1. Тимошенко ($m=0$)	2,296 (3,4 %)	3,723 (1,4 %)
2. Тимошенко ($m=1$)	1,991 (10,3 %)	3,323 (9,5 %)
3. Зиманенко	2,414 (8,7 %)	4,077 (11,0 %)
4. Картер	2,084 (6,1 %)	3,317 (9,7 %)
5. Урванцев	2,646 (19,2 %)	5,050 (37,5 %)
6. В.И.С.Е.Р.А.	2,262 (1,9 %)	3,424 (6,8 %)
МКЭ	2,220	3,673

Таблица 2 – Относительный вклад конструкционных параметров колена вала в результат расчета крутильной податливости при использовании различных методов для дизеля MTU (в %)

Параметры	1	2	3	4	5	6	МКЭ
l_1	1,6	1,9	0,1	1,8	1,4	1,7	1,9
l_2	9,4	10,4	7,1	7,8	8,2	9,5	11,2
d_1	10,7	12,3	6,3	11,3	2,0	20,7	15,4
d_2	54,5	41,8	54,4	33,9	27,5	42,6	52,1
h	1,1	6,6	3,8	8,8	10,6	4,5	2,3
b	15,5	17,3	11,3	29,6	32,3	13,8	9,6

Проектирование нового двигателя требует проведения динамических расчетов, для чего необходимо определить многие параметры коленчатого

вала, в том числе и крутильную жесткость его участков. При этом конфигурация самого вала еще окончательно не известна. В этом случае для проведения расчета можно применить достаточно простые эмпирические формулы, которые могут быть заложены в систему автоматизированного проектирования двигателей. Поэтому кажущиеся нам примитивными эмпирические формулы не утратили своего значения и в наш век мощных компьютеров и точных численных методов. Однако после ряда предварительных расчетных оценок необходимо уточнить окончательные результаты современными расчетами, например, на основе метода конечных элементов.

Таблица 3 – Относительный вклад конструкционных параметров колена вала в результат расчета крутильной податливости при использовании различных методов для дизеля Д80 (в %)

Параметры	1	2	3	4	5	6	МКЭ
l_1	2,5	2,8	0,3	2,8	1,9	2,6	2,8
l_2	7,8	8,2	5,7	6,6	5,8	8,1	8,0
d_1	44,3	18,9	11,7	18,1	4,0	28,6	8,7
d_2	49,3	38,8	52,9	28,6	13,0	38,5	61,1
h	0,2	3,8	1,0	8,0	12,5	3,7	4,7
b	14,7	15,8	6,8	28,5	38,4	11,3	6,8

Список литературы: 1. Ларин А.А. Развитие методов расчета крутильных колебаний в Харьковском политехническом институте с 1930 по 1970 годы / А.А. Ларин // Вестник НТУ «ХПИ» Динамика и прочность машин. – 2007. – Вып. 22. - С. 90–98 2. Соболев В.Н. Определение крутильной податливости колена коленчатого вала методом конечных элементов / В.Н. Соболев, Ю.Л. Тарсис // Вестник НТУ «ХПИ» Динамика и прочность машин. - 2009. - Вып. 42, С. 151–156 3. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле / С. П. Тимошенко. – М.: ОНТИ. – 1934. – 344 с. 4. Зиманенко С.С. Новое исследование крутильной жесткости коленчатых валов / С.С. Зиманенко // Вестник инженеров и техников. – 1946. – № 2. – С. 51–58 5. Бицено К. Техническая динамика. Т II. – М.–Л.: Гостехиздат / К. Бицено, Р. Граммель. – М.–Л.: Гостехтеориздат. – 1952. – 636 с. 6. Урванцев Н.М. Критические числа оборотов в дизельных установках / Н.М. Урванцев. – М.–Л.: Гос. Науч.-техн. изд-во. – 1931. – 56 с. 7. Терских В.П. К расчету крутильных колебаний / В.П. Терских // Вестник инженеров и техников. – 1930. – № 12. – С. 429–433 8. Терских В.П. К расчету крутильных колебаний / В.П. Терских // Вестник инженеров и техников. - 1931. - № 7. – С. 306–312 9. Терских В.П. Крутильные колебания валопроводов силовых установок. Т.1. Элементы системы и возмущающие моменты / В.П. Терских. – Л.: Судостроение. – 1969. – 206 с. 10. Дизели. Справочник. [Б.П. Байков, В.А. Ваншейдт, И.П. Воронов и др.] – Л.: Машиностроение. - 1977. – 479 с. 11. Зиманенко С.С. Новые исследования податливости элементов вала / С.С. Зиманенко // Двигателестроение. – 1936. – № 1. – С. 6–15 12. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука. – 1968. – 560 с.

Поступила в редколлегию 02.05.2011