

В.И. Симоновский, д.т.н., профессор (Сумский государственный университет), А.С. Ященко, заведующий лабораторией динамики и вибродиагностики (ОАО «ВНИИАЭН»), г.Сумы, Украина

Расчётные оценки критических частот вращения валопроводов электронасосных агрегатов

Представлена методика расчета собственных частот крутильных и изгибно-крутильных колебаний валопроводов электронасосных агрегатов. Приведенные результаты показывают, что расчет собственных частот модели изгибно-крутильных колебаний даёт лучшее совпадение с экспериментальными данными, чем расчет парциальных собственных частот изгибных и (или) крутильных колебаний. Предложено применять программы, реализующие модели совместных изгибно-крутильных колебаний при расчётных оценках критических частот вращения валопроводов электронасосных агрегатов.

Ключевые слова: валопровод, электронасосный агрегат, собственная частота крутильных колебаний, собственная частота изгибно-крутильных колебаний, расчетная модель, эксперимент.

Представлена методика розрахунку власних частот крутильних та згинно-крутильних коливань валопроводів електро-насосних агрегатів. Приведені результати показують, що розрахунок власних частот моделі згинно-крутильних коливань дає кращий збіг із експериментальними даними, ніж розрахунок парціальних власних частот згинних та (або) крутильних коливань, при умові створення достатньо точної математичної моделі валопроводу. Запропоновано застосовувати програми, які реалізують моделі спільних згинно-крутильних коливань при розрахункових оцінках критичних частот обертання валопроводів електронасосних агрегатів.

Ключові слова: валопровід, електронасосний агрегат, власна частота крутильних коливань, власна частота згинно-крутильних коливань, розрахункова модель, експеримент.

The calculation procedure for the natural frequencies of torsional and flexural-torsional vibrations of electric driven pump unit shaft lines has been developed. The quoted results show that the calculation of natural frequency of the flexural-torsional vibration model brings into better agreement with the experimental data than the calculation of the partial natural frequencies of flexural and (or) the torsional vibrations. It was proposed to use the software that implement the models of coupled flexural-torsional vibrations in the process of making calculated estimates of critical speeds of the electric driven pump unit shaft lines.

Keywords: shaft line, electric driven pump unit, the natural frequency of torsional vibrations, the natural frequency of flexural-torsional vibrations, design model, experiment.

Тенденции развития современного машиностроения, в том числе насосостроения, ведут к ужесточению требований к динамическим характеристикам электронасосных агрегатов. Согласно [1], расчет и анализ крутильных колебаний необходимо проводить в случае, если привод осуществляется от одной из нижеприведенных машин: электродвигатель или турбина номинальной мощностью от 1500 кВт и выше; двигатель внутреннего сгорания номинальной мощностью от 250 кВт и выше; синхронный электродвигатель номинальной мощностью от 500 кВт и выше; электродвигатель с частотно-регулируемым управлением (ЧРП) номинальной мощностью от 1000 кВт и выше.

Разработанные программы, в основе которых лежит метод начальных параметров [2, 3], позволяют более точно оценить динамические свойства системы валопроводов

электронасосных агрегатов, проектируемых в ОАО «ВНИИАЭН». Для определения зон резонансных колебаний необходимо найти собственные частоты агрегата, приняв коэффициент отстройки от собственной частоты равным как минимум 20%. Резонансная зона первой собственной частоты f_1 выглядит следующим образом:

$$0,8f_1 < f_1 < 1,2f_1.$$

Валопроводы некоторых электронасосных агрегатов достигают длины двадцать и более метров, при максимальном диаметре вала насоса 0,1 м. Такие параметры валопроводов могут приводить к совпадению собственной частоты крутильных колебаний с рабочей частотой вращения, двойной рабочей частотой вращения, лопаточной частотой и другими детерминированными частотами колебаний валопроводов, вызывая резонансные колебания.

Традиционно для оценки отстройки от резонансных режимов роторных систем центробежных насосных агрегатов проводятся расчёты критических частот на основе рассмотрения модели изгибных колебаний, иногда – крутильных колебаний [1]. Как показали экспериментальные исследования, для валопроводов электронасосных агрегатов рассмотрение подобных моделей, которые по существу являются упрощенными, может привести к существенным погрешностям. Поэтому была поставлена цель уменьшить погрешность расчета собственных частот колебаний валопроводов электронасосных агрегатов путем введения дополнительных критериев в алгоритм методики расчета. Как следствие разработана методика, реализующая на основе метода начальных параметров динамическую модель совместных изгибно-кру-

тильных колебаний валопровода электронасосного агрегата.

Для обоснования такой модели было проведено экспериментальное определение спектра собственных частот балки, как упрощенной модели валопровода электронасосного агрегата. В основу эксперимента положено определение собственных частот методом «тест-удар». Эксперимент проводился на стенде, который аттестован в установленном порядке [4]. Объектом испытаний являлись три балки круглого поперечного сечения, длину которых уменьшали на 100 мм и 200 мм после каждого экспериментального исследования для накопления объема экспериментальных данных.

Балка состоит из стержня (прута) длиной 1 м и рычага (уголок) длиной 0,2 м. Рычаг, через который возбуждаются колебания, жестко закреплен на конце торцевой стороны упрощенной модели валопровода. Балка, жестко защемленная в зажиме патрона, вблизи рычага опиралась на прижимную стойку. Схема закрепления балки на стенде показана на рис. 1.

В результате такого эксперимента получен спектр собственных частот колебаний балки, показанный на рис. 2. Значения по оси абсцисс соответствуют разложению сигнала по частоте, по оси ординат – по времени. Амплитуда колебаний – градиент цвета, минимальному значению которой соответствует черный цвет, а максимальному – красный. Выносными указателями показано первые пять собственных частот изгибных колебаний, которые соответствуют расчетным, а также первая собственная частота крутильных колебаний балки.

Следует отметить, что в расчете принималась идеализированная модель – балка защемлялась в абсолютно жесткое тело. На практике после возбуждения собственных частот колебаний балки возбуждались и собственные частоты колебаний отдельных элементов конструкции испытательного стенда, что отчетливо видно на спектре собственных частот колебаний балки (рис. 2).

В таблице приведены результаты расчета методом начальных параметров собственных частот балки диаметром 24 мм, длиной 1200 мм, полученные при рассмотрении как парциальных моделей свободных изгибных колебаний, крутильных колебаний, так и модели совместных изгибно-крутильных колебаний. При расчетах балка была разбита на 52 участка одина-

ковой длины и диаметра с диском на конце консоли, обладающим массой и моментом инерции. Эти данные сопоставлены с экспериментально полученными собственными частотами и показано относительное несовпадение расчета и эксперимента.

Собственные частоты колебаний, полученные экспериментальным и расчетным путями остальных восьми балок, приведены в [5]. Несовпадение расчета с экспериментом для этих балок имеет подобный характер с приведенными результатами в таблице, а именно:

- относительное несовпадение результатов расчета собственных частот изгибных колебаний с данными, полученными экспериментальным путем, составило от 0,4% до 12,8%;

- относительное несовпадение результатов расчета собственных частот крутильных колебаний с

данными, полученными экспериментальным путем, составило от 1,7% до 8,3%;

- относительное несовпадение результатов расчета собственных частот изгибно-крутильных колебаний с данными, полученными экспериментальным путем, составило от 0,1% до 5,8%.

Выводы

1. Расчет собственных частот крутильных и изгибно-крутильных колебаний валопроводов электронасосных агрегатов по разработанной методике позволяет определить спектр собственных частот колебаний валопроводов электронасосных агрегатов.

2. Приведенные результаты показывают, что расчет собственных частот модели изгибно-крутильных колебаний даёт лучшее совпадение с экспериментальными данными, чем расчет собственных частот

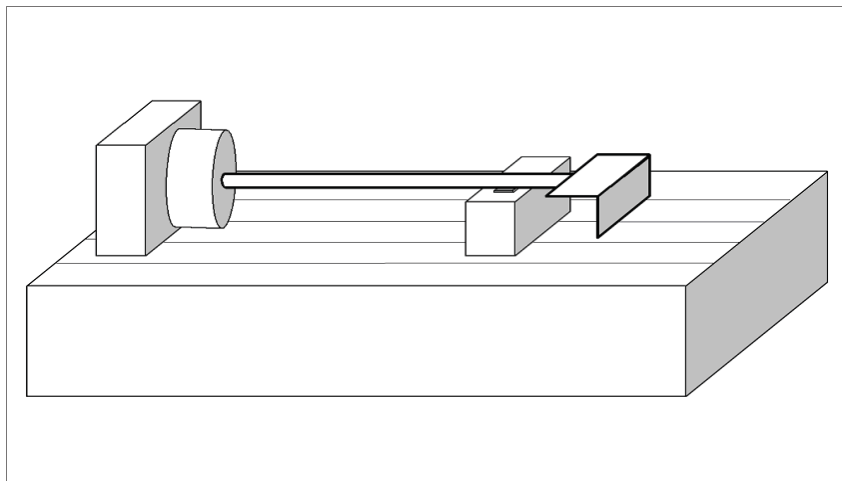


Рис. 1. Схема крепления балки на испытательном стенде

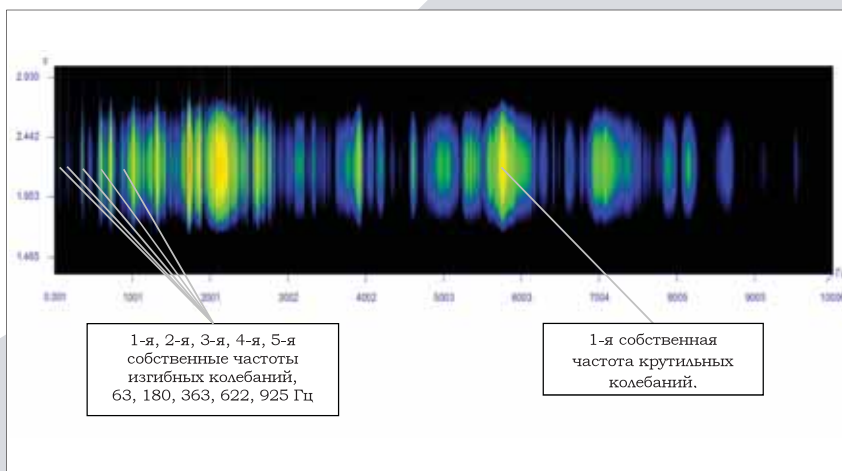


Рис. 2. Спектр собственных частот колебаний балки

Таблица. Несовпадение расчета собственных частот балки диаметром 24 мм, длиной 1200 мм с экспериментально полученными собственными частотами

№	Расчет			Эксперимент	Несовпадение расчета с экспериментом, %		
	Частота изгибных колебаний, Гц	Частота крутильных колебаний, Гц	Частота изгибно-крутильных колебаний, Гц		Изгибные колебания	Крутильные колебания	Изгибно-крутильные колебания
1	62	-	60	63	-2,2	-	-4,5
2	187	-	176	180	3,7	-	-2,2
3	387	-	357	363	6,6	-	-1,7
4	657	-	602	622	5,6	-	-3,2
5	991	-	913	925	7,1	-	-1,3
6	1389	-	1289	1329	4,5	-	-3,0
7	1856	-	1731	1729	7,3	-	0,1
8	2376	-	2237	2332	1,9	-	-4,1
9	2966	-	2809	2767	7,2	-	1,5
10	3621	-	3447	3314	9,3	-	4,0
11	-	-	4149	3921	-	-	5,8
12	-	-	4758	4605	-	-	3,3
13	5125	-	4916	4981	2,9	-	-1,3
14	-	6143	5728	5731	-	7,2	-0,1

парциальных изгибных колебаний и (или) крутильных колебаний. Расчеты парциальных собственных частот не совпадают с экспериментально полученными собственными частотами на 0-13%, в то время как расчеты собственных частот изгибно-крутильной модели – всего лишь на 0-6%.

3. Первые собственные частоты парциальных изгибных колебаний и совместных изгибно-крутильных колебаний отличаются незначительно. Собственные частоты парциальных изгибных колебаний и совместных изгибно-крутильных колебаний, начиная со второй, отличаются существенно, причем ближе к собственным частотам, полученным экспериментальным путем, находятся частоты совместных изгибно-крутильных колебаний. Первая собственная частота парциальных крутильных колебаний, как и высшие собственные частоты парциальных изгибных колебаний, существенно отличаются от собственных частот совместных изгибно-крутильных колебаний. Несовпадение собственной частоты совместных изгибно-крутиль-

ных колебаний, соответствующей первой собственной частоте парциальных крутильных колебаний, с частотой, полученной экспериментальным путем, не превышает 1% для ряда балок, испытанных подобным образом.

4. Конструкция валопроводов электронасосных агрегатов принципиально идентична с конструкцией балки, которая применялась для экспериментального определения собственных частот колебаний, с той лишь разницей, что, при моделировании валопровода электронасосного агрегата и выполнении расчета собственных частот колебаний, учитываются массы насаженных на валы деталей, жесткости щелевых уплотнений и подшипниковых опор, жесткости фланцевых соединений и т.п. Следовательно, расчет собственных частот колебаний балки является частным случаем расчета собственных частот колебаний валопровода электронасосного агрегата.

5. Проведенные физические и численные эксперименты позволяют использовать программы совместных изгибно-крутильных

колебаний для динамических расчетов роторных систем электронасосных агрегатов.

Список литературы:

1. *Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries. ANSI/API Standard 610 Eleventh Edition, September 2010/ISO 13709: 2009, (Identical) Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries.*
2. *Бабаков И.М. Теория колебаний. // Наука, 1965. – 559 с.*
3. *Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем: Справочник. – 2-е изд. доп. // М.: Машиностроение, 1981. – 183 с.*
4. *Цема А.Д., Кисель В.Д. Стенд для статических и динамических испытаний упругих пластинчатых муфт // Насосы & оборудование, 2004. – №5. – С. 38-40.*
5. *ОТ 1279-2012. Методика проведения экспериментальных исследований собственных частот крутильных и изгибно-крутильных колебаний балки // Отчет ОАО «ВНИИАЭН». – Арх. № ОТ 1279-2012. – 11 с.*