

Информационные технологии анализа вибропрочности главного паропровода Ровенской атомной электростанции

Е. В. Штефан, М. Б. Шамис, И. Н. Литовченко

ОАО “Киевский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт “ЭНЕРГОПРОЕКТ”, Киев, Украина

Установлены причины вибрации паропровода при стационарном режиме эксплуатации энергоблока. С использованием методов математического моделирования определены амплитудно-частотные характеристики пульсаций давления теплоносителя и параметры вынужденных колебаний трубопровода.

Ключевые слова: вибрации паропровода, пульсации давления, математическое моделирование.

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями. Данная работа посвящена разработке проектной документации для выполнения мероприятий по замене на паропроводе (рис. 1) существующих предохранительных клапанов новыми клапанами импульсного типа.

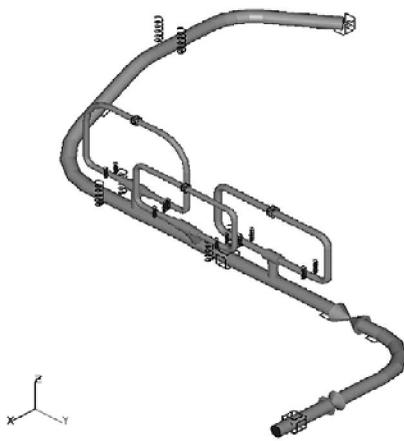


Рис. 1. Схема паропровода TX50 Ровенской АЭС.

Конструктивные решения по установке новых клапанов приводят к изменению динамических характеристик паропроводящих трубопроводов (“бубликов”) вследствие смещения анкерной опоры от оси “бубликов” и появления незакрепленной массы (клапана). Это обуславливает необходимость на этапе проектирования оценивать вибропрочность трубопровода в целом.

Анализ известных результатов исследований свидетельствует, что для подобных паропроводов расчетные оценки вибропрочности на этапе проектирования отсутствуют, а проведение соответствующих экспериментов затруднительно [1–3]. Поэтому в данной работе для оценки вибропрочности

паропроводов использовались информационные технологии проектирования [4]. Разработана методика проведения исследований, которая состоит из двух основных этапов: расчет гидродинамических воздействий на паропровод и расчет вибрации паропровода под действием нестационарных нагрузок.

Основные газодинамические воздействия на трубопровод (рис. 1) обусловлены пульсациями давления теплоносителя, определяемыми с применением имитационного математического моделирования нестационарных процессов движения пара по трубопроводу. Для проведения вычислительных экспериментов использовался программный комплекс (цифровая модель) Flow Vision [3].

Поскольку рассматривался стационарный режим движения пара по трубопроводу, естественно предположить, что основными источниками пульсаций давления являются участки трубопровода с геометрическими неоднородностями (тройники, гибь, задвижки, клапаны и т.п.).

На рис. 2 представлена расчетная область, которая соответствует участку проточной части трубопровода вместе с отводом типа “бублик”. Область построена с использованием цифровой модели ПК КОМПАС-3D V8.

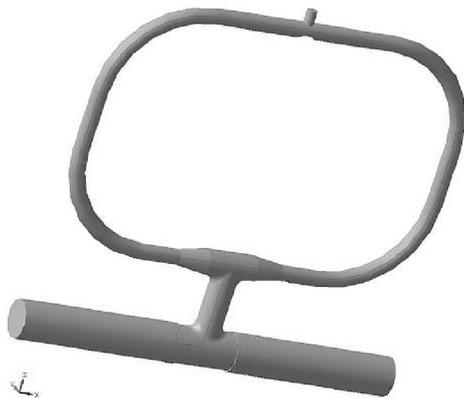


Рис. 2. Геометрическая модель фрагмента проточной части паропровода.

Для описания закономерностей движения пара в трубопроводе принималась аналитическая модель сжимаемого газа, которая позволяет моделировать движение пара при любых числах Маха (до-, транс-, сверх- и гиперзвуковые течения). В рамках этой модели для заданного геометрического объема определялись скорости движения и давление пара в трубопроводе, а также распределения турбулентной энергии переноса теплоносителя.

Для определения причины возникновения пульсаций давления в рассматриваемом фрагменте паропровода (рис. 2) проводился анализ изменения во времени турбулентной энергии потока пара. Расчеты показывают, что в основании нижнего тройника паропровода у его передней кромки возникает вихрь турбулентной энергии (рис. 3), который распространяется до задней кромки тройника (рис. 4), затем отрывается от нее (рис. 5) и уходит по потоку пара с последующим рассасыванием. Далее происходит возникновение нового вихря, кинетика его поведения повторяется. Расчеты свидетельствуют, что этот эффект повторяется с периодом, составляющим 0,05 с.

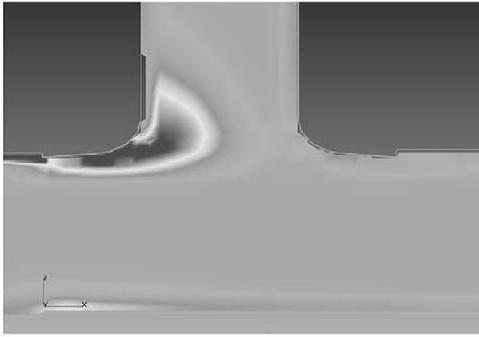


Рис. 3. Образование вихря турбулентной энергии.

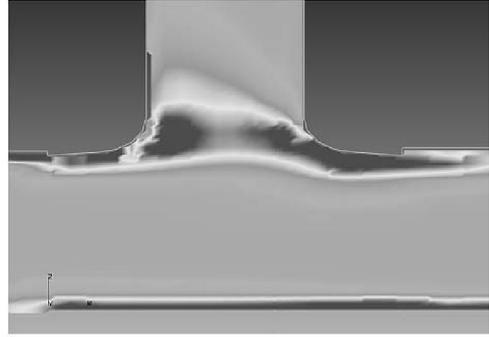


Рис. 4. Формирование вихря турбулентной энергии.

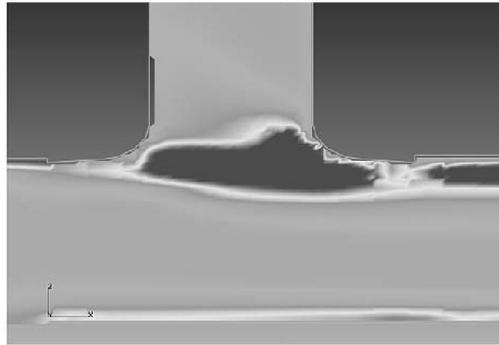


Рис. 5. Отрыв вихря турбулентной энергии.

Анализ результатов проведенных численных экспериментов показывает, что данный временной интервал зависит от конструктивно-технологических параметров паропровода (“бублика”). При отрыве турбулентного вихря (рис. 5) в этой зоне возникает пульсация давления, которая приводит к циклическому движению пара в кольцевом паропроводе – “бублике”, обуславливающему образование пульсаций давления в паропроводе. Периодическое перемещение волн давления в “бублике” приводит к импульсному изменению давления в его вертикальных и горизонтальных участках. Изменение давления в нижней части тройника паропровода происходит с периодом, равным около 0,05 с, средняя амплитуда – 0,12 МПа (рис. 6).

Для определения возможных источников пульсации давления пара в гибах магистрального трубопровода (рис. 1) выполнялось численное моделирование движения теплоносителя с заданными технологическими параметрами (давление 7,85 МПа; температура 294 С°). В рамках геометрической модели, соответствующей схеме на рис. 1, определены скорости движения теплоносителя, распределения давлений и турбулентной энергии переноса.

Установлено, что из-за различия в скоростях потока пара по сечению гиба возникает турбулизация потока. Было обнаружено, что для гиба в 90° в направлении движения пара происходит выделение турбулентной энергии на внутренней и внешней поверхности гиба. Отмечалось, что положение источников турбулизации стабильно, и отрыва вихря не наблюдается. Это свидетельствует об отсутствии источников пульсаций давления в таких гибах.

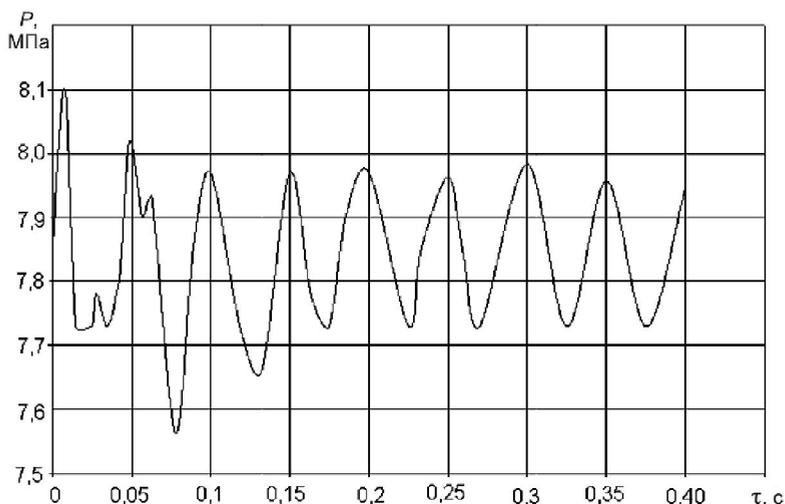


Рис. 6. Изменение давления P в нижней части тройника паропровода в зависимости от времени τ .

Для определения характера затухания импульса давления в магистральном паропроводе рассматривалась тестовая задача о распространении импульса давления длительностью 0,012 с и амплитудой 0,2 МПа по трубе длиной 10 м. Анализ проведенных численных экспериментов показывает, что за счет диссипации турбулентной энергии происходит значительное (на 90%) уменьшение амплитуды импульса давления на расстоянии 5 м от источника возбуждения. Таким образом, можно утверждать, что далее по трубопроводу будет распространяться импульс давления в пределах 5...8% его исходной величины.

Оценка вибропрочности трубопровода проводилась на основании нормативных документов (VDI European Criterion, 2004; ASME OMa S/G-2000 Standard; STUK, Финляндия; Российский стандарт для трубопроводов пара и горячей воды по пиковой виброскорости и др.), в соответствии с которыми установлены критерии абсолютной приемлемости пиковой виброскорости.

Для определения виброперемещений, виброскоростей и виброускорений рассматриваемого трубопровода (рис. 1) использовался метод прямого интегрирования уравнений движения, который реализован в виде цифровой модели SCAD [5].

Рассматривались два типа нагрузок: статические – вес конструкций и динамические – воздействия от пульсации давления теплоносителя.

Проводился также анализ собственных форм и частот колебаний трубопровода, в результате которого получен очень плотный спектр частот, что исключает возможность отстройки от частоты возмущающих сил 20 Гц.

Расчеты паропроводов выполнялись для двух вариантов расчетных схем трубопровода: до замены клапана и после.

Результаты расчетов вынужденных колебаний показывают, что наибольшее значение скоростей и ускорений наблюдается в паропроводе (“бублике”). Наиболее опасные точки расположены в средней части левой ветви (“бублика”).

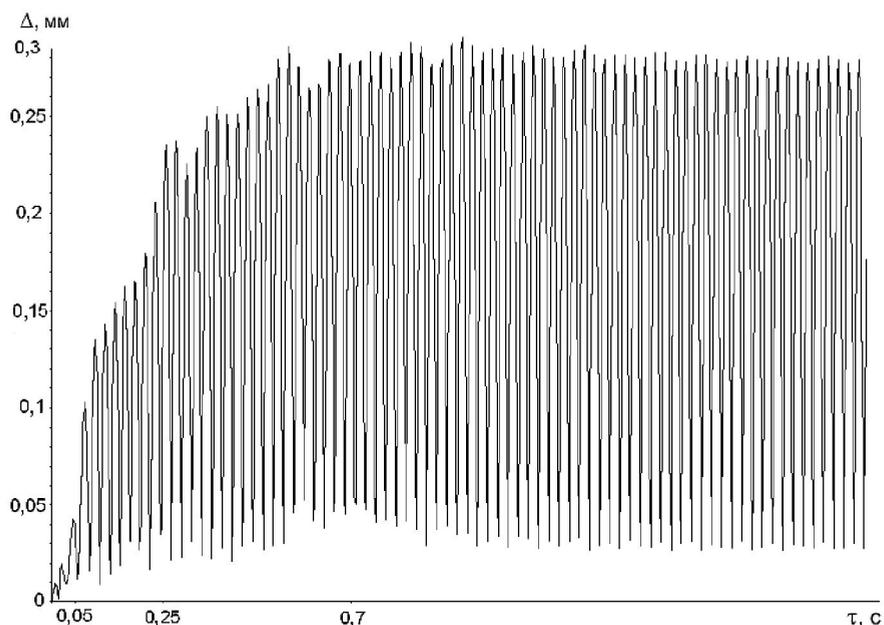


Рис. 7. Виброперемещения Δ отдельной точки паропровода.

Типичный график виброперемещений для одной из точек левой ветви “бублика” показан на рис. 7.

Анализ проведенных численных экспериментов свидетельствует, что до замены клапанов виброскорости опасных точек “бублика” составляли в среднем 15 мм/с, после их замены они увеличились до 17,4 мм/с. Таким образом, виброактивность “бублика” возросла в 1,2 раза.

Отметим, что вычисленные значения виброскоростей превышают предельные величины, регламентированные нормативами (12...15 мм/с). Это говорит о необходимости разработки мероприятий для уменьшения вибраций “бубликов” в стационарном режиме работы энергоблока.

Выводы

1. Установлено, что источники пульсаций давления расположены в основании отводов к “бубликам”; определены характеристики пульсаций давления, а также величина затухания импульсов давления.

2. Выполнен модальный анализ, в результате которого получен очень плотный спектр частот, что исключает возможность отстройки от частот возмущающих сил.

3. Вычислены динамические силы, возникающие от пульсации давления пара.

4. Приведены расчеты вынужденных колебаний. Определены величины перемещений, скоростей и ускорений точек паропровода. Обнаружена наиболее виброактивная зона трубопровода.

5. Установлено, что конструктивные решения по замене клапанов приведут к ухудшению вибрационного состояния “бублика”.

6. Поскольку вычисленные значения виброскоростей превышают нормативные, сделан вывод о необходимости разработки специальных мероприятий по уменьшению скоростей “бубликов”.

Резюме

Установлено причины вібрації паропроводу при стаціонарному режимі експлуатації енергоблока. Із використанням методів математичного моделювання визначено амплітудно-частотні характеристики пульсацій тиску теплоносія та параметри вимушених коливань трубопроводу.

1. Самарин А. А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
2. Иващенко Б. П., Штефан Е. В., Соколов В. А. Расчет колебаний трубопровода, вызванных пульсациями давления теплоносителя // Математическое моделирование в механике сплошных сред на основе методов граничных и конечных элементов: Тр. XVIII Междунар. конф. – СПб.: НИИХ СПбГУ, 2000. – Т. 1. – С. 243 – 246.
3. Штефан Е. В., Литовченко И. Н., Иващенко Б. П., Шамис Л. Б. Информационные технологии определения параметров вибраций паропроводов, вызванных движением теплоносителя // IV Междунар. конф. “Стратегия качества в промышленности и образовании” (30 мая – 06 июня 2008, Варна, Болгария). – Варна, 2008. – Т. 1. – С. 46 – 48.
4. Штефан С. В. Інформаційні технології проектування технічних об’єктів різного функціонального призначення // Аеропорти та їх інфраструктура: Матеріали V Міжнар. наук.-техн. конф. – Київ: Нац. авіац. ун-т, 2003. – Т. 4. – С. 455 – 458.
5. Карпиловский В. С., Крискунов Э. З., Перельмутер А. В. и др. SCAD для пользователя. – Киев: ВВП “Компас”, 2000. – 133 с.

Поступила 21. 06. 2009