

**РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДА, ВЫЗВАННЫХ
ПУЛЬСАЦИЯМИ ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

*Б.П. Иващенко, Е.В. Штефан, В.А. Соколов
НИИ механики быстропотекающих процессов, Киев, Украина*

**CALCULATION OF PIPING VIBRATION INDUCED
BY HEAT CARRIER PRESSURE PULSATION**

*B. Ivashchenko, E. Shtefan, V. Sokolov
Kiev, Ukraine*

В работе рассматриваются задачи, в которых причиной вибрации является пульсация давления теплоносителя в трубопроводе. Способ построения амплитудно-частотной характеристики опирается на вычисления для каждой частоты сдвига фаз колебаний давления по длине трубопровода.

Опыт эксплуатации энергетических установок показывает, что одной из наиболее распространенных причин, приводящих к выходу оборудования из строя, является вибрация трубопроводных систем. Вибрации могут инициироваться различными причинами, и одной из них являются пульсации давления теплоносителя [1]. Задача снижения уровня вибраций актуальна во многих областях — в авиации, в энергетике, в том числе и при разработке различных сжигающих установок, предусматривающих утилизацию выделяющегося тепла. Данная работа выполнена в Научно-исследовательском институте механики быстротекучих процессов при Киевском международном университете гражданской авиации в рамках работы над проектом 651 ж Украинского научно-технического центра — разработка технологии пиролизической переработки горючих техногенных отходов в зоне отчуждения Чернобыльской АЭС.

Предложенный в данной работе подход применим к тем задачам, в которых информативным является построение и анализ амплитудно-частотной характеристики системы. При этом основная сложность состоит в определении нагрузок, приложенных к трубопроводу. Известно, что в случае пульсаций давления теплоносителя на гйбах трубопровода, вследствие того, что внешняя поверхность гйба всегда больше внутренней поверхности, на трубопровод со стороны теплоносителя действует сила, величина которой приведена в работе [1]. Обычно амплитудно-частотная характеристика строится как результат приложения к колебательной системе нагрузок одной амплитуды, но разной частоты. В случае нагрузок от пульсаций давления, для каждого конкретного значения частоты возможно через скорость звука определить соответствующую длину волны по пространству, и таким образом определить сдвиг фаз колебаний давления по длине трубопровода. Полученная таким образом система нагрузок более реалистична. Отличие от обычного построения амплитудно-частотных характеристик проявляется в том, что переход от одной точки оси частот к другой означает не только изменение частоты, но и изменение системы приложенных к трубопроводу сил.

Методика опробована на конкретном трубопроводе, а именно трубопроводе острого пара на третьем энергоблоке Чернобыльской АЭС, единственном работающем блоке этой станции на настоящее время. В начале 2000 года были обнаружены интенсивные вибрации участка трубопровода, проходящего через паросбросный клапан. Поскольку паросбросный клапан считается важным элементом управления АЭС, блок несколько раз останавливался, предпринимались попытки соединить жесткой связью клапан с расположенными поблизости опорными колоннами, однако это не дало положительных результатов, блок был переведен в режим работы меньшей мощности и возник вопрос об эффективности использования демпферов для снижения уровня вибраций.

Анализ эффективности использования демпферов выполнялся на основе сравнения амплитудно-частотных характеристик трубопровода при наличии демпферов и при их отсутствии. Трубопровод характеризуется следующими параметрами: температура пара $T = 284$ °С, давление $p = 69$ атм = 6900000 Па, массовый расход пара в магистральном трубопроводе равен $Q = 1440$ тонн в час. Магистральный трубопровод имеет внешний диаметр 630 мм при толщине стенок 25 мм. Паро-

сбросный клапан находится на отводном трубопроводе, причем расстояние между точкой отвода и точкой возврата в магистральный трубопровод составляет 0.76 м. Отводной трубопровод имеет длину порядка 25 м, внешний диаметр составляет 273 мм при толщине стенок 16 мм.

Учитывая, что для паров воды газовая постоянная составляет $R=461.69 \text{ м}^2/(\text{с}^2 \text{ град})$, по формуле Менделеева – Клапейрона [3]

$$p = \rho R T$$

определяется плотность паров воды $\rho = 26.83 \text{ кг/м}^3$. Безразмерный коэффициент сопротивления движению газа λ , который связывает длину трубы L , диаметр D , перепад давления Δp и среднюю по сечению скорость v

$$\Delta p = \lambda \frac{L \rho v^2}{D}$$

определяется в зависимости от числа Рейнольдса по формуле Никурадзе

$$\lambda = 0.0032 + \frac{0.221}{\text{Re}^{0.237}}$$

Вычисленная с использованием этой формулы скорость движения теплоносителя составила 46 м/с для магистрального и 4 м/с для отводного трубопровода.

При построении амплитудно-частотной характеристики системы необходимо определить силы, действующие на трубопровод в случае пульсаций давления теплоносителя. В работе [1] отмечено, что на каждом гйбе трубопровода, за счет того, что внешняя поверхность гйба имеет большую площадь, чем внутренняя, на трубопровод действует сила

$$P = \sqrt{2} \frac{\pi D^2}{4} \Delta p$$

В настоящей работе при построении амплитудно-частотной характеристики учитывалось, что для каждой частоты ω пульсаций давления длина волны λ по пространству связана с частотой соотношением

$$\lambda = a \frac{2\pi}{\omega}$$

Использование этого соотношения позволяет определить сдвиг фаз пульсаций давления по длине трубопровода и рассчитать согласованную систему нагрузок, действующую в гйбах трубопровода. Фрагмент амплитудно-частотной характеристики для трубопровода без демпферов приведен на рис. 1.

Пики графика соответствуют собственным частотам системы. Характерная форма колебаний трубопровода приведена на рис. 2.

Исследования показали, что применение демпферов практически не влияет на уровень вибрации при нерезонансных частотах и уменьшает амплитуду вибраций в 2–4 раза в окрестности собственных частот.

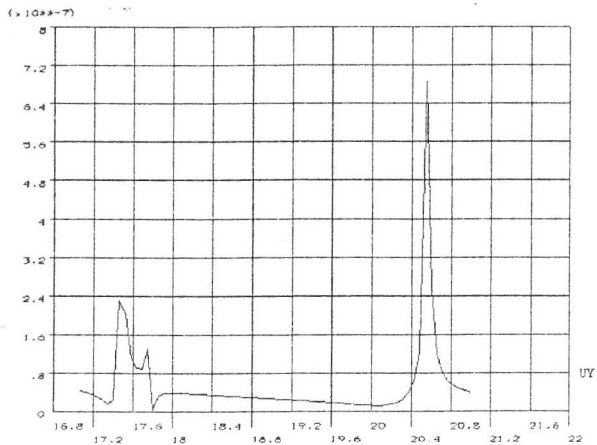


Рис. 1.

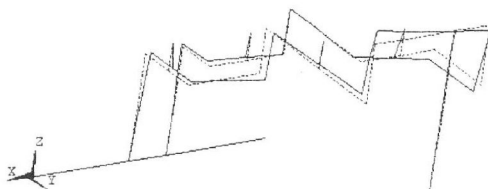


Рис. 2.

Литература

1. Самарин А.А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. — М.: Энергия, 1979. — 288 с.
2. Гладких П.А., Хатучерян С.А. Вибрации в трубопроводах и методы их устранения. — М.: Машгиз, 1959. — 243 с.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. — М.: Наука, 1976. — 848 с.