

3.Гавриленко И.А., Передерий Т.С., Самойленко Н.И. Повышение надежности функционирования магистрального трубопровода // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.72. – К.: Техніка, 2006. – С.193-200.

Получено 26.02.2007

УДК 621.16

Г.А.ЛЕЩИНСКИЙ, А.Р.КОРСУНОВ, кандидаты техн. наук
Украинская инженерно-педагогическая академия, г.Харьков

ВЛИЯНИЕ КОЛЕБАНИЙ ВХОДНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПАРАМЕТРЫ ДВУХФАЗНОГО ТЕЧЕНИЯ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИЛЫ В ТРУБОПРОВОДАХ

Приводится расчетный анализ гидродинамических параметров двухфазного потока в трубопроводах электростанций, влияющих на их вибрационное состояние.

Для трубопроводных систем электростанций проблемной является борьба с повышенными вибрациями. Решение этой проблемы связано с необходимостью теоретических и экспериментальных исследований, по результатам которых могут быть получены практические рекомендации по снижению вибраций, влияющих на экономичность отдельных агрегатов энергоблоков и приводящих в некоторых случаях к их аварийному состоянию.

Для расчетов, приведенных в статье, использована математическая модель [1, 2] двухфазного адиабатного одномерного нестационарного потока, дополненная нами двумя уравнениями, учитывающими термодинамическую неравновесность фазового перехода при адиабатном парообразовании.

Полученная таким образом общая система нелинейных уравнений решалась на ЭВМ современным методом прямых: по временной координате разностным методом, по пространственной координате методом Рунге-Кутты.

Цель работы – определение амплитудного и частотного диапазонов, переменной составляющей давления на входе в трубопроводы, вызывающей повышенную вибрацию.

Упомянутая система уравнений применяется для расчета параметров двухфазного потока и гидродинамических сил в трубопроводе конденсата греющего пара подогревателя высокого давления (ПВД) турбины К-300-240 при номинальной нагрузке (рис.1).

Зависимость изменения во времени переменной составляющей давления на входе в трубопровод в виде $\Delta P_1(\tau) = 12 \sin \frac{\pi}{0,6} \tau$ (кПа)

была получена экспериментально с помощью прибора [3]. Этим же

прибором измеряли давление в ряде контрольных сечений трубопровода. Истинное объемное паросодержание φ определяли гамма-установкой [4].

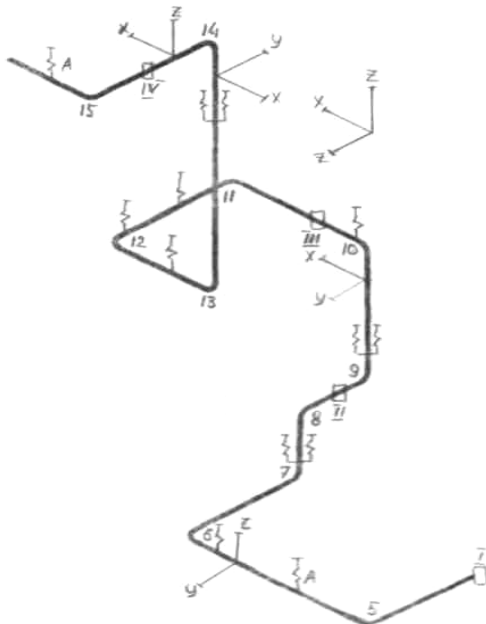


Рис.1 – Пространственная схема трубопровода диаметром 257 мм:
 А – подвеска трубопровода; Z, X, Y – дополнительные жесткие опоры;
 □ – места измерения параметров потока.

Безразмерные величины параметров в сечениях II-IV трубопровода приведены в табл.1. Расхождение расчетных и опытных данных в среднем не превышает 5-8 %.

Таблица 1

Способ получения данных	Величины					
	ΔP_{II}	ΔP_{III}	ΔP_{IV}	$\Delta \varphi_{II}$	$\Delta \varphi_{III}$	$\Delta \varphi_{IV}$
Расчет	0,003	0,0025	0,0004	0,0	0,4414	0,648
Опыт	0,0027	0,0022	-	0,0	0,48	0,67

Расчет гидродинамических сил и вынужденных колебаний обнаружил аварийное вибрационное состояние трубопровода при данной

его трассировке между ПВД и деаэратором, что совпадало с данными эксплуатации.

Вибрации были снижены до безопасного уровня после внедрения схемы дополнительных креплений, расположение которых на трубопроводе определялось расчетным путем (табл.2).

Таблица 2

Направления колебаний вдоль осей координат	Двойные амплитуды колебаний узлов трубопровода, мм										
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
x	14*	14	33	12	36	64	64	62	62	33	14
	3,8**	3,8	6,1	3,1	1,8	2,9	2,9	9,4	9,4	2,3	1,3
y	0,8	39	39	58	58	45	34	34	46	9	9
	0,3	1,6	1,6	8,7	8,7	1,7	6,8	6,8	7,9	1,1	1,1
z	18	42	9	9	6	6	19	49	38	38	18
	1,2	2,2	3,6	3,6	2,8	2,8	7,1	8,9	4,6	4,6	0,8

* - верхний ряд цифр - проектное закрепление;

** - нижний – после установки дополнительных опор.

Однако на стадии проектирования трубопроводных систем турбоустановок применение этого способа устранения вибрации технически не оправдано.

Следует исключить причину возникновения вибрации путем прогнозирования оптимального сочетания режимных и геометрических параметров. Необходимые для этого варианты расчетов можно выполнить на основе разработанной методики и традиционных компоновочных решений машзала.

Для трубопровода (рис.1) варьировали следующие размерные и безразмерные величины при условии недогрева или насыщения среды (последнее соответствует отсутствию или выходу из строя охладителя дренажа ПВД): P_o – среднее во времени давление на входе, МПа; ΔP_{a1} – безразмерная двойная амплитуда колебаний давления на входе; τ_1 – период колебаний входного давления, с.

Принятые пределы изменения упомянутых величин $P_o=0,7\div 1,5$ МПа; $\Delta P_{a1}=0,008\div 0,05$; $\tau_1=0,5\div 10$ с примерно соответствуют реальным для турбоблоков различной мощности при разных режимах их работы. При этом определяли параметры потока и гидродинамические силы в ряде сечений трубопровода. Для определения влияния геометрии трубопровода на гидродинамические силы рассчитывали варианты с различной трассировкой, длиной и количеством

участков, но неизменными параметрами возмущений на входе ($P_0=0,88$ МПа при насыщении; $\Delta P_{a1}=0,0272$; $\tau_1=1,2$ с). Общая высота трубопровода тоже сохранялась неизменной, что соответствует реально выполняемым при проектировании вариациям трассировки трубопроводов. При таком подходе зависящая от нивелирного напора плотность среды как очевидный фактор влияния на гидродинамические силы не оказывает.

Анализировали полученные при расчетах безразмерные двойные амплитуды колебаний давления ΔP_{an} массовой скорости ΔG_{an} , истинного объемного паросодержания $\Delta \varphi_{an}$, гидродинамических сил ΔP_{an} в различных сечениях трубопровода за время, равное τ_1 ; средние за период τ_1 паросодержания $\varphi_{cp.n}$ в тех же сечениях (n – нумерация сечений по ходу потока). Наиболее характерные графики изменения амплитудных значений параметров и сил показаны на рис.2-4.

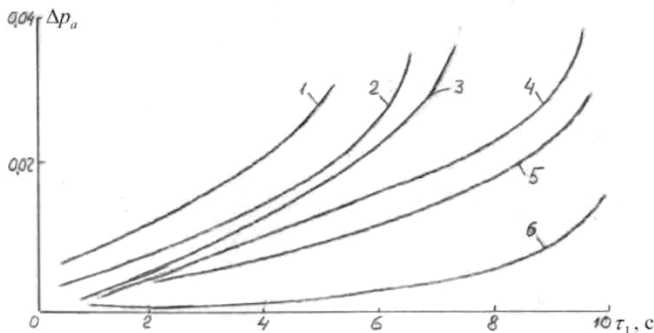


Рис.2 – Изменение амплитуды колебаний давления в сечениях II-IV трубопровода:

- 1 – ΔP_{aII} при $\Delta P_{a1}=0,05$; 2 – ΔP_{aIII} при $\Delta P_{a1}=0,05$; 3 – ΔP_{aII} при $\Delta P_{a1}=0,0272$;
- 4 – ΔP_{aIII} при $\Delta P_{a1}=0,0272$; 5 – ΔP_{aIV} при $\Delta P_{a1}=0,05$; 6 – ΔP_{aIV} при $\Delta P_{a1}=0,0272$.

Результаты численного анализа в основном характеризуются следующими положениями:

1. При возрастании амплитуды ΔP_{a1} и периода τ_1 входного давления увеличиваются колебания давления ΔP_{an} в каждом из сечений трубопровода, причем наибольшее влияние оказывает период τ_1 (рис.2).

2. С ростом параметров входного воздействия увеличиваются ко-

лебания массовой скорости ΔG_{an} в каждом из сечений трубопровода, причем при увеличении амплитуды ΔP_{a1} возрастает влияние периода τ_1 . При фиксированном значении τ_1 и малых амплитудах ΔP_{a1} колебания ΔG_{an} в основном возрастают по длине трубопровода, но затухают при больших значениях ΔP_{a1} .

3. Возрастание параметров входного воздействия сопровождается увеличением колебаний паросодержания $\Delta \varphi_{an}$ с преобладанием влияния амплитуды ΔP_{a1} . Наибольшая крутизна зависимости $\Delta \varphi_{an}(\tau_1)$ наблюдается в зоне интенсивного вскипания потока. При фиксированном входном воздействии колебания паросодержания снижаются по длине трубопровода, что вызвано затуханием колебаний давления.

4. Среднее во времени значение паросодержания $\varphi_{cp.n}$ наиболее чувствительно к параметрам входного воздействия в зоне интенсивного парообразования, причем преобладает влияние амплитуды ΔP_{a1} .

5. Значение амплитуд колебаний гидродинамических сил существенно возрастает при увеличении параметров входного воздействия, причем преобладает влияние ΔP_{a1} . Крутизна зависимости $\Delta P_{an}(\tau_1)$ растет в области больших периодов τ_1 (рис.3).

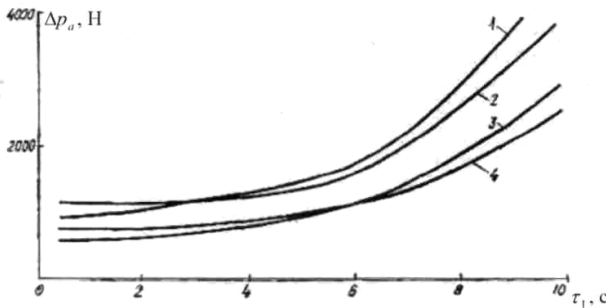


Рис.3 – Изменение амплитуды проекций сил в узлах 6, 7 трубопровода:

- 1 – Δp_{az} при $\Delta p_{a1}=0,05$; 2 – Δp_{ax} при $\Delta p_{a1}=0,05$;
 3 – Δp_{az} при $\Delta p_{a1}=0,0272$; 4 – Δp_{ax} при $\Delta p_{a1}=0,0272$.

6. При переходе к насыщению на входе значительно возрастает паросодержание $\varphi_{cp.n}$. При этом почти вдвое снижаются колебания

сил ΔP_{an} , что объясняется уменьшением средней плотности среды.

7. При фиксированном значении параметров переменной составляющей входного давления ($\Delta P_{a1} = 0,0272$; $\tau_1 = 1,2$ с) и с ростом его постоянной составляющей P_0 в состоянии насыщения уменьшается среднее паросодержание в каждом из сечений трубопровода, что вызывается существенной нелинейностью зависимости температуры насыщения среды от давления в исследованном диапазоне P_0 . Со снижением паросодержания и, следовательно, увеличением плотности потока в основном связано возрастание колебаний гидродинамических сил. Влияние на последние колебания давления ΔP_{an} и массовой скорости ΔG_{an} ввиду противоположных тенденций их изменения оказывается второстепенным (рис.4).

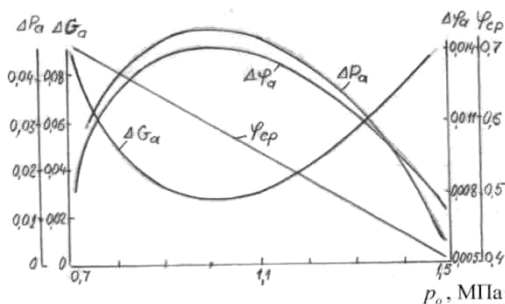


Рис.4 – Изменение амплитудных значений параметров в сечении III трубопровода в зависимости от давления на входе в состоянии насыщения

8. Колебания гидродинамических сил снижаются при усложнении трассы трубопровода. Здесь проявляется влияние на силы колебаний ΔG_{an} , величина которых зависит от количества поворотов и протяженности прямых участков трубопроводов. Как показывают варианты расчеты для ряда элементов трубопровода, его трассировка оказывает безусловное влияние на колебания сил. Однако, степень этого влияния и преимущественное направление колебаний сил для каждого конкретного узла трубопровода могут быть различными.

9. При параметрах входного воздействия $\Delta P_{a1} = 0,0272$ (24 кПа) и $\tau_1 = 1 \div 5$ с двойные амплитуды колебаний гидродинамических сил превышают 1000 Н (рис.3). Вибрационные расчеты показывают, что такие силы при периодическом воздействии способны вызвать значи-

тельные колебания трубопроводов. Поэтому, с точки зрения требований к вибрационному состоянию трубопроводов, изменение переменной составляющей входного давления в указанных выше амплитудном и частотном диапазонах следует считать нежелательным.

Перспектива дальнейшего развития данной темы состоит в исследовании влияния на переменную составляющую давления параметров настройки регулятора уровня конденсата греющего пара в теплообменниках.

1.Тонг Л. Теплопередача при кипении и двухфазное течение. – М.: Мир, 1981. – 344 с.

2.Токарь И.Я., Сиренко В.Л., Лещинский Г.А. К расчету дренажных трубопроводов крупных турбоагрегатов // Теплоэнергетика. – 1986. – №3. – С.31-33.

3.Лещинский Г.А., Подуфалая О.А. Измерение переменного давления нестационарного двухфазного течения // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.43. – К.: Техніка, 2002. – С.120-123.

4.Лещинский Г.А., Савельев С.В. Прибор для измерения объемного паросодержания в трубопроводах электростанций // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып.22. – К.: Техніка, 2000. – С.166-171.

Получено 26.03.2007

УДК 697 : 696.2 : 658.26

Л.В.ГАПОНОВА, канд. техн. наук

Харьковская национальная академия городского хозяйства

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ЗАЩИТЫ ТРУБОПРОВОДОВ, НАХОДЯЩИХСЯ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОВЫХ И ТЕПЛОВЫХ СИСТЕМ

Анализируется технология восстановления подземных газопроводов различными методами. Рассматривается методика испытаний сварных соединений на стойкость к удару и на изгиб.

Оценка технического состояния газопроводов и сооружений на них – это основной показатель, характеризующий степень безопасности и надежности эксплуатации газопроводов и тепловых сетей, особенно с истекшим сроком эксплуатации. Находящиеся в эксплуатации трубопроводы подвергаются как естественному старению, так и преждевременному износу, что требует их восстановления или санации. Восстановление предполагает проведение ремонтных работ на всем протяжении поврежденного участка трубопровода, а санация – проведение пространственно ограниченных ремонтно-восстановительных работ на отдельных участках трубопроводов, включая сооружения и арматуру на сети (колодцы и задвижки). В результате санации участку трубопровода придается требуемая механическая прочность и полное