РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС

РАСЧЕТ ВИБРАЦИЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ ТРУБ

РТМ 108.302.03—86

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

© Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ), 1987.

УДК 621.039:621.18—752 Группа Е02

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ПАРОГЕНЕРАТОРЫ АЭС
РАСЧЕТ ВИБРАЦИЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ ТРУБ

РТМ 108.302.03—86

Дата введения 01.01.88

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на трубы теплообменных поверхностей вертикальных парогенераторов с реакторами типа ВВЭР.

РТМ устанавливает методы оценки прочности теплообменных поверхностей парогенераторов, подверженных вибрациям вследствие гидродинамического воздействия потоков теплоносителя и рабочего тела, и содержит формулы и рекомендации по расчету вибромеханических характеристик, амплитуд вибраций и устойчивости теплообменных труб, а также по расчету динамических напряжений, возникающих в материале труб при колебаниях.

Приведенные в РТМ зависимости могут быть использованы также при расчете труб теплообменников и горизонтальных парогенераторов при омывании труб однофазной средой.

1. УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1.1. В РТМ приняты следующие обозначения:

x — координата (совпадает с направлением потока), м;

y — поперечная координата, м;

z — координата (совпадает с осью трубы в положении равновесия), м;

y_{max} — максимальная амплитуда вибраций, м;

d — внутренний диаметр трубы, м;

$d_к$ — внутренний диаметр корпуса, м;

D — наружный диаметр трубы, м;

$D_н$ — обсадной диаметр витой трубы, м;

$D_г$ — гидравлический диаметр, м;

A_0 — площадь проходного сечения канала, м^2;

Издание официальное Перепечатка воспрещена

$П$ — смоченный периметр, м;
h — толщина опоры, ширина канала, м;
$h_н$ — шаг навивки витой трубы, м;
S_1 — расстояние между осями труб в пучке в направлении, перпендикулярном движению потока, м;
S_2 — расстояние между осями труб в пучке, м;
l — длина пролета, м;
I — момент инерции поперечного сечения трубы, м^4;
E — модуль упругости, Н/м^2;
t — температура, °С;
τ — время, с;
M — полная масса единицы длины трубы, кг/м;
$m_т$ — масса единицы длины незаполненной трубы, кг/м;
$\rho_т$ — плотность материала трубы, кг/м^3;
m — присоединенная масса на единицу длины трубы, кг/м;
ρ — плотность среды, кг/м^3;
χ — коэффициент присоединенной массы;
T — продольное усилие, Н;
T_0 — продольное усилие, обусловленное температурными деформациями труб, Н;
T_ρ — характерный период пульсаций плотности, с;
p — давление среды, Па;
$\nu_п$ — коэффициент Пуассона;
f — частота колебаний, Гц;
w — скорость потока, м/с;
w_0 — скорость циркуляции, м/с;
φ — истинное объемное паросодержание;
β — расходное объемное паросодержание;
$\beta_{гр}$ — расходное объемное паросодержание, соответствующее переходу от снарядного к дисперсному режиму;
ζ — коэффициент гидродинамического демпфирования, кг/(с·м);
μ — коэффициент динамической вязкости, кг/(с·м);
ν — коэффициент кинематической вязкости, м^2/с;
Ω — круговая частота пульсаций давления и скорости сред, рад/с;
ω — круговая частота, рад/с;
σ_y — среднеквадратичная интенсивность вибраций;
$[N]$ — допускаемое число циклов;
N — число циклов нагружения элемента конструкции в эксплуатации;
$z^т$ — относительное сужение поперечного сечения образца при статическом разрушении при растяжении при расчетной температуре, %;
$E^т$ — модуль упругости при расчетной температуре, МПа (кгс/мм^2);

$R_m^т$ — минимальное значение временного сопротивления при расчетной температуре, МПа (кгс/мм²);

$R_{p_{0,2}}^т$ — минимальное значение предела текучести при расчетной температуре, МПа (кгс/мм²);

a — накопленное усталостное повреждение;

$<\sigma_a>$ — амплитуда вибронапряжений, МПа (кгс/мм²);

σ_{aF} — амплитуда местного напряжения с учетом концентрации, МПа (кгс/мм²);

K_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений;

$<f>$ — частота высокочастотных циклов напряжений, Гц;

(σ_F) — местные условные упругие приведенные напряжения, рассчитанные с учетом коэффициента концентрации условных упругих напряжений, МПа (кгс/мм²).

$'$ — относится к жидкой фазе или пульсационная составляющая;

$''$ — относится к паровой фазе;

I — относится к первому контуру;

II — относится ко второму контуру;

пр — относится к жидкостной пробке;

сн — относится к паровому снаряду.

$\mathrm{Re} = \frac{wD}{\nu}$ — число Рейнольдса;

$\mathrm{Sh} = \frac{fD}{w}$ — число Струхаля.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ВИБРАЦИОННОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ ТРУБ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

2.1. Классификация вертикальных парогенераторов

2.1.1. Классификация вертикальных парогенераторов производится по следующим основным признакам: по параметрам вырабатываемого пара, характеру движения рабочего тела и конструкции теплообменной поверхности.

2.1.2. По параметрам вырабатываемого пара вертикальные парогенераторы разделяются на парогенераторы насыщенного и перегретого пара.

2.1.3. По характеру движения рабочего тела парогенераторы разделяются на парогенераторы с многократной естественной циркуляцией и прямоточные парогенераторы с вынужденным движением.

2.1.4. По конструкции теплообменной поверхности вертикальные парогенераторы разделяются на прямотрубные, v-образные, ширмовые (плоские, эвольвентные, v-образные), с поверхностью теплообмена из труб с компенсирующими гибами, с поверхностью теплообмена из витых труб.

2.1.5. Краткое описание ряда конструкций вертикальных парогенераторов приведено в справочном приложении 1.

2.2. Геометрические характеристики теплообменной поверхности

2.2.1. Основным элементом теплообменной поверхности является труба, концы которой заделаны в трубные доски или коллекторы. В конструкциях парогенераторов используются гладкие и витые трубы.

2.2.2. Геометрическими характеристиками гладких труб являются: внутренний диаметр d, наружный диаметр D.

2.2.3. Геометрическими характеристиками витых труб являются (черт. 1): внутренний диаметр d, наружный диаметр D, обсадной диаметр навивки $D_н$, шаг навивки $h_н$.

2.2.4. Теплообменные трубы собраны в трубный пучок. Геометрическими характеристиками пучка являются (черт. 2): вид упаковки (шахматный или коридорный), расстояния между осями труб S_1 и S_2. Величины S_1 и S_2 определяются с учетом возможного радиального расположения труб.

2.2.5. Трубный пучок заключен в корпус. Геометрической характеристикой корпуса является его внутренний диаметр $d_к$.

2.2.6. По высоте парогенератора трубный пучок снабжен дистанционирующими элементами, разбивающими теплообменные трубы на ряд пролетов. Геометрической характеристикой пролета является расстояние между дистанционирующими элементами (длина пролета). Краткое описание дистанционирующих элементов, используемых в конструкциях вертикальных парогенераторов, приведено в справочном приложении 1.

2.3. Условия обтекания теплообменных труб и возможные причины возбуждения вибраций

2.3.1. Гидродинамически возбуждаемые вибрации теплообменных труб парогенераторов возникают и поддерживаются за счет энергии потоков теплоносителя и рабочего тела, омывающих теплообменную трубу снаружи и изнутри.

2.3.2. Внутри труб осуществляется вынужденное движение однофазного теплоносителя воды (I контур АЭС).

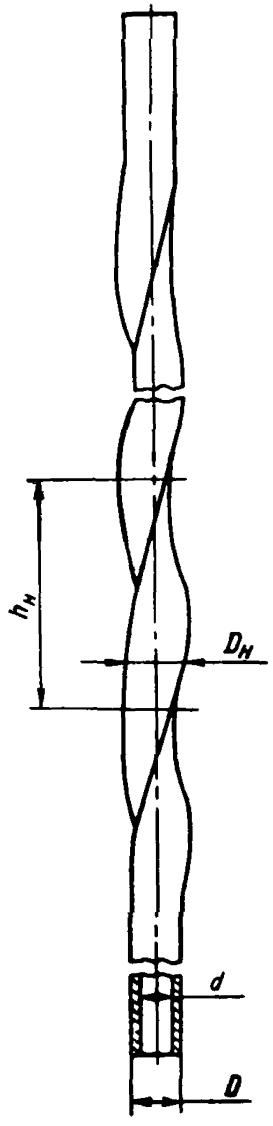
2.3.3. Снаружи (II контур АЭС) трубы обтекаются однофазным потоком воды (экономайзерный участок), двухфазным пароводяным потоком (испарительный участок) и паром (пароперегревательный участок).

2.3.4. В зависимости от конструкции теплообменной поверхности со стороны второго контура трубы могут находиться в условиях продольного, поперечного и косого обтекания.

2.3.5. Причинами возникновения вибраций теплообменных труб являются: гидроупругая неустойчивость, параметрический резонанс, акустический резонанс, а также гидродинамические силы, возникающие в потоках при обтекании труб или из-за пульсаций параметров теплоносителя в циркуляционном контуре АЭС.

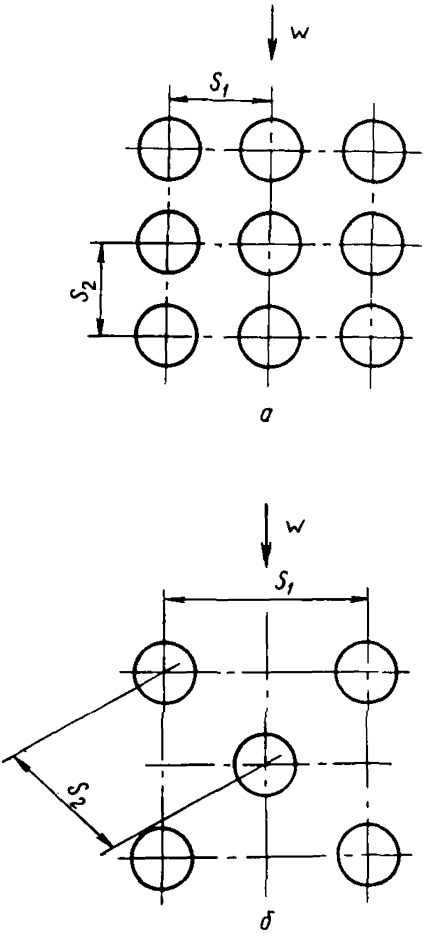
2.3.6. Эксплуатация теплообменных труб в условиях гидроупругой неустойчивости, параметрического резонанса, акустического резонанса, а также при совпадении собственной частоты участков

Геометрические характеристики витой трубы



Черт. 1

Геометрические характеристики трубного пучка



а — коридорный пучок; *б* — шахматный пучок

Черт. 2

трубы с частотой возмущающей гидродинамической силы возможна только после детального расчетно-экспериментального обоснования, в противном случае недопустима.

2.3.7. Определение максимально допустимой амплитуды вибраций труб производится на основе анализа динамических напряжений, возникающих в материале труб, свойств металла и сварных соединений и условий виброизноса.

2.4. Последовательность вибрационного расчета

2.4.1. Исходными данными для проведения вибрационного расчета являются:

геометрические характеристики труб и трубного пучка;

сведения о механических свойствах материала труб;

сведения о характере закрепления и дистанционирования труб;

величина и направление осевых механических усилий, приложенных к трубам;

скорость и давление теплоносителя первого контура, интенсивность и частота их пульсаций;

эпюры скорости, давления и паросодержания рабочего тела по высоте парогенератора во втором контуре.

2.4.2. Расчет вибраций теплообменных труб производится для каждого пролета. Колебания различных пролетов теплообменной трубы и различных труб в сборках считаются независимыми.

2.4.3. Вибрационный расчет производится в следующей последовательности:

определение собственных частот и декрементов колебаний теплообменных труб;

определение особенностей обтекания потоком различных участков теплообменных труб;

выявление участков теплообменных труб, находящихся в условиях неустойчивости и резонанса;

определение частот и максимальных амплитуд вибраций теплообменных труб;

оценка вибрационной прочности теплообменной поверхности.

2.4.4. Вибрационный расчет проводится для номинального режима работы парогенератора.

Для остальных режимов выполняется качественный анализ, а в случае необходимости полный вибрационный расчет.

2.4.5. Необходимые теплогидравлические характеристики определяются на основе поверочного теплогидравлического расчета.

2.5. При проведении расчетов рекомендуется использовать литературу, приведенную в справочном приложении 7.

3. РАСЧЕТ ВИБРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

3.1. Общие положения

3.1.1. Вибромеханическими характеристиками труб являются собственные частоты и логарифмический декремент колебаний.

3.1.2. Расчет вибромеханических характеристик труб производится только для поперечных (изгибных) колебаний.

3.1.3. При расчете собственных частот труб влияние поперечных сдвигов и инерции вращения поперечных сечений не учитывается.

3.1.4. Расчет второй и последующих высших частот производится только в том случае, если спектр возмущающего воздействия имеет составляющие на частотах, превышающих низшую собственную частоту трубы.

3.1.5. Демпфирование колебаний обусловлено потерями энергии в конструкции трубного пучка (конструкционное демпфирование) и в окружающей вибрирующую трубу среде (гидродинамическое демпфирование).

3.2. Исходные расчетные соотношения

3.2.1. Момент инерции поперечного сечения трубы рассчитывается по формуле

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4). \qquad (1)$$

3.2.2. Полная масса единицы длины трубы складывается из массы единицы длины незаполненной трубы и присоединенных масс сред первого и второго контуров:

$$M = m_т + m_I + m_{II}. \qquad (2)$$

3.2.3. Масса единицы длины незаполненной трубы определяется по формуле

$$m_т = \rho_т \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2). \qquad (3)$$

3.2.4. Присоединенная масса среды первого контура на единицу длины трубы определяется по формуле

$$m_I = \rho_I A_I, \qquad (4)$$

где A_I — объем среды I контура на единицу длины трубы;

$$A_I = \frac{\pi}{4} d^2. \qquad (5)$$

3.2.5. Присоединенная масса среды второго контура на единицу длины трубы определяется по формуле

$$m_{II} = \chi \rho_{II} A_{II}, \qquad (6)$$

где A_{II} — объем среды II контура, вытесняемый единицей длины трубы;

$$A_{II} = \frac{\pi}{4} D^2; \qquad (7)$$

ρ_{II} — плотность среды II контура;

$$\rho_{II} = \rho'_{II}(1 - \varphi) + \rho''_{II}\varphi. \qquad (8)$$

3.2.6. Расчет логарифмического декремента колебаний производится по формуле

$$\delta = \delta_к \sqrt{\frac{m_т}{M}} + \delta_г. \qquad (9)$$

3.3. Расчет коэффициента присоединенной массы

3.3.1. При колебаниях одиночной трубы в неограниченном объеме жидкости коэффициент присоединенной массы равен 1.

3.3.2. При колебаниях одиночной трубы между параллельными стенками коэффициент присоединенной массы рассчитывается следующим образом:

при колебаниях трубы в плоскости, параллельной стенкам,

$$\chi = 1 + 1{,}14\left(\frac{h/D - 1}{2}\right)^{-0{,}64}; \qquad (10)$$

при колебаниях трубы в плоскости, перпендикулярной стенкам,

$$\chi = 1 + 0{,}3\left(\frac{h/D - 1}{2}\right)^{-0{,}6}, \qquad (11)$$

где h — расстояние между стенками.

3.3.3. При колебаниях одиночной трубы, окруженной концентрической оболочкой с внутренним диаметром $D_{об}$, коэффициент присоединенной массы рассчитывается по формуле

$$\chi = \frac{1 + (D/D_{об})^2}{1 - (D/D_{об})^2}. \qquad (12)$$

3.3.4. Для пучков с $S_1/D < 1{,}2$ коэффициент присоединенной массы рассчитывается следующим образом:

для шахматного пучка

$$\chi = 1 + 1{,}2\left(\frac{S_1/D - 1}{2}\right)^{-0{,}75}; \qquad (13)$$

для коридорного пучка при $S_1 = S_2$

$$\chi = 1 + 0{,}95\left(\frac{S_1/D - 1}{2}\right)^{-0{,}7}. \qquad (14)$$

3.3.5. Для пучков с $S_1/D > 1{,}2$ коэффициент присоединенной массы рассчитывается по формуле

$$\chi = \frac{1 + (D/D_{яч})^2}{1 - (D/D_{яч})^2}, \qquad (15)$$

где $D_{яч} = 1{,}05\,S_1$ для шахматного пучка; $D_{яч} = 1{,}13\,S_1$ для коридорного пучка.

3.4. Схематизация условий закрепления

3.4.1. Закрепление концов труб в трубных досках и коллекторах, выполненное развальцовкой, следует считать жестким.

3.4.2. При промежуточном дистанционировании труб с зазором между трубой и дистанционирующим элементом менее 0,2 мм и наличии пленки жидкости в зазоре опирание следует считать шарнирным.

3.4.3. При величине зазора между дистанционирующим элементом и трубой более 0,2 мм условия опирания должны оцениваться с учетом нелинейного характера опоры и в зависимости от возможной амплитуды вибраций.

3.5. Собственные частоты однопролетных труб

3.5.1. Собственные частоты однопролетных труб с покоящейся

жидкостью при отсутствии избыточного давления сред и осевых усилий рассчитываются по формуле

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{EI}{M}} \quad \text{при } i = 1, 2, \ldots \tag{16}$$

Значения λ_i для простейших случаев закрепления концов трубы приведены в табл. 1.

Таблица 1

Условия опирания	Значение λ_i
Шарнир — шарнир	πi
Шарнир — заделка	$\frac{\pi}{4}(4i+1)$
Заделка — заделка	$\frac{\pi}{2}(2i+1)$

3.5.2. Влияние осевой нагрузки, избыточного давления и скорости сред определяется соотношением между параметром T и критической величиной T^*.

3.5.3. В случае продольного обтекания величины T и T^* рассчитываются по формулам:

$$T = -T_0 + m_{\text{I}} w_{\text{I}}^2 + m_{\text{II}} w_{\text{II}}^2 + (p_{\text{I}} A_{\text{I}} - p_{\text{II}} A_{\text{II}})(1 - 2\nu_{\text{п}}); \tag{17}$$

$$T^* = \lambda^{*2}\frac{EI}{l^2}. \tag{18}$$

3.5.4. В случае поперечного обтекания величина T рассчитывается по формуле

$$T = -T_0 + m_{\text{I}} w_{\text{I}}^2 + (1 - 2\nu_{\text{п}})(p_{\text{I}} A_{\text{I}} - p_{\text{II}} A_{\text{II}}). \tag{19}$$

3.5.5. Безразмерный параметр λ^* зависит от условий закрепления концов трубы. Значения λ^* для простейших случаев закрепления приведены в табл. 2.

Таблица 2

Условия опирания	Значение λ^*
Шарнир — шарнир	π
Шарнир — заделка	4,49
Заделка — заделка	2π

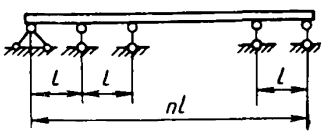
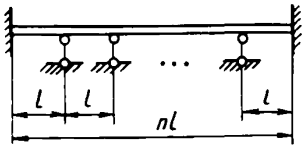
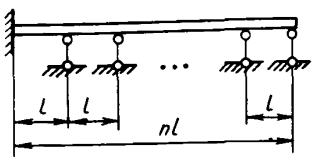
3.5.6. В случае $T \ll T^*$ влияние перечисленных в п. 3.5.2 факторов на собственные частоты можно не учитывать. В противном случае собственная частота рассчитывается по формуле

$$f_i = \frac{\lambda_i^2}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{EI}{M}}\sqrt{1 - \frac{T}{T^*}}. \tag{20}$$

3.6. Собственные частоты многопролетных труб

3.6.1. Собственные частоты многопролетных труб с равными пролетами рассчитываются по формуле (20). Значения λ_i определяются в зависимости от условий закрепления по табл. 3.

Таблица 3

Схема закрепления стержня	Число пролетов	λ_1	λ_2	λ_3	λ_4	λ_5
	1	3,142	6,283	9,425	12,566	15,708
	2	3,142	3,927	6,283	7,069	9,425
	3	3,142	3,550	4,304	6,283	6,692
	4	3,142	3,393	3,927	4,461	6,283
	5	3,142	3,299	3,707	4,147	4,555
	10	3,142	3,205	3,299	3,487	3,707
	1	4,730	7,853	10,995	14,137	17,279
	2	3,927	4,744	7,069	7,855	10,210
	3	3,550	4,304	4,744	6,692	7,446
	4	3,393	3,927	4,461	4,744	6,535
	5	3,299	3,707	4,147	4,555	4,744
	10	3,205	3,299	3,487	3,707	3,927
	1	3,927	7,069	10,210	13,352	16,494
	2	3,393	4,461	6,535	7,603	9,677
	3	3,267	3,927	4,587	6,409	7,069
	4	3,205	3,644	4,210	4,650	6,347
	5	3,205	3,487	3,927	4,367	4,681
	10	3,142	3,236	3,456	3,582	3,801

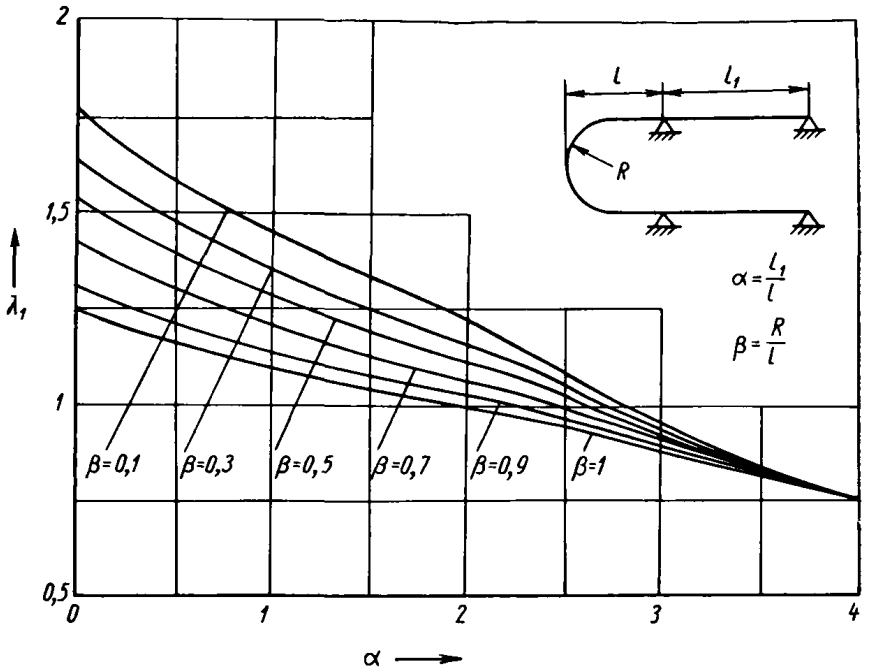
3.6.2. Нижняя оценка первой собственной частоты многопролетной трубы с неравными пролетами производится по формуле (20), в которую подставляется длина наибольшего пролета l_{max}. Если пролет максимальной длины находится в начале или конце трубы и имеет жесткую заделку, то оценку собственной частоты следует проводить по двум пролетам: граничному и внутреннему максимальной длины. В качестве оценки принимается наименьшая из полученных таким образом частот.

3.7. Собственные частоты криволинейных труб

3.7.1. Собственные частоты криволинейных труб рассчитываются по формуле (20). Значение коэффициента λ_1, соответствующего низшей форме колебаний, определяется в зависимости от геометрии трубы по черт. 3 и 4.

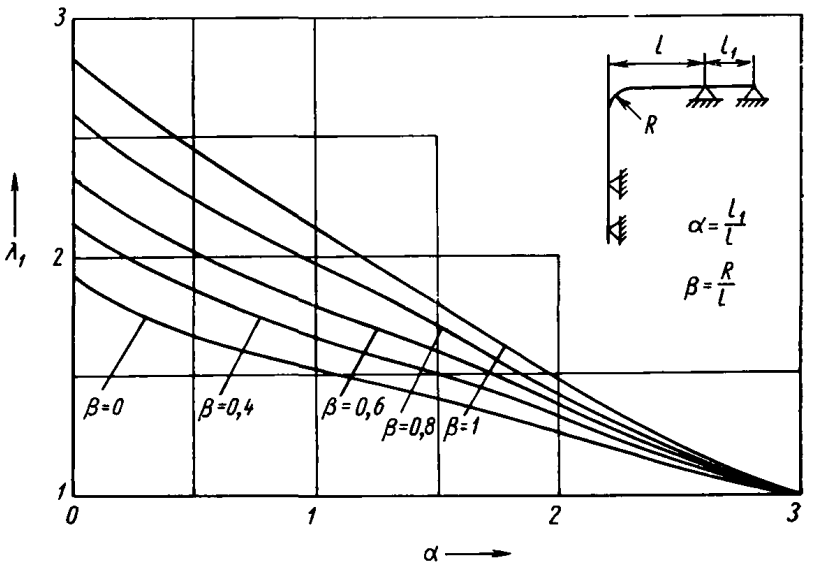
3.7.2. Низшая частота колебаний криволинейных труб соответствует колебаниям из плоскости кривизны.

Зависимость коэффициента λ_1 от геометрии криволинейной трубы



Черт. 3

Зависимость коэффициента λ_1 от геометрии криволинейной трубы



Черт. 4

3.8. Влияние конструктивных и технологических особенностей теплообменной поверхности на собственную частоту труб

3.8.1. При колебании пучка труб в жидкости имеет место взаимодействие между отдельными трубами. При колебании пучка из труб собственная частота трубы превращается в спектр из $2N$ частот, лежащий в диапазоне $0{,}8f_1 < f < 1{,}1f_1$.

3.8.2. Отклонение собственной частоты трубы от расчетной величины, обусловленное разбросом технологических параметров при изготовлении и сборке теплообменной поверхности, может составлять $\pm 10\%$.

3.9. Расчет конструкционного демпфирования

3.9.1. Конструкционное демпфирование при колебаниях труб обусловлено следующими причинами:

рассеянием энергии в материале труб;

рассеянием энергии вследствие трения и ударов трубы в местах закрепления и дистанционирования;

«перекачкой» энергии колебаний труб через трубные доски, коллекторы и элементы дистанционирования на корпус аппарата.

3.9.2. Величина логарифмического декремента колебаний определяется следующими факторами:

материалом труб;

числом промежуточных опор;

длиной пролетов;

относительной толщиной дистанционирующего элемента;

величиной относительного зазора в элементах дистанционирования;

величиной динамических напряжений в материале трубы (величиной относительной амплитуды вибраций);

величиной смещения промежуточных опор в направлении, перпендикулярном оси трубы.

3.9.3. Для определения величины $\delta_к$ следует пользоваться зависимостями, приведенными на черт. 5—8.

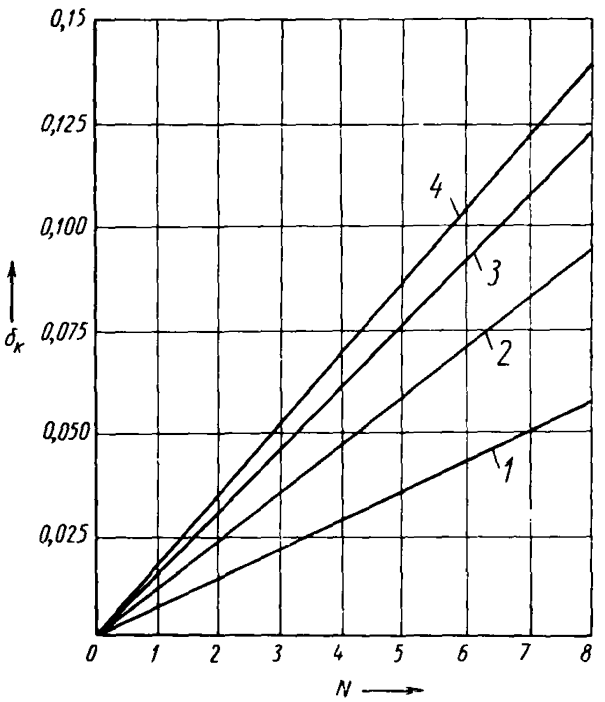
3.9.4. Смещение промежуточных опор в направлении, перпендикулярном оси трубы, повышает декремент колебаний.

3.9.5. Изменение относительного зазора в элементах дистанционирования при $\varepsilon/D < 0{,}03$ не оказывает влияния на декремент колебаний. При $\varepsilon/D > 0{,}03$ декремент колебаний возрастает, однако увеличивается и интенсивность износа.

3.9.6. Изменение длины пролета при $l > 0{,}7$ м не оказывает влияния на декремент колебаний. При $l < 0{,}7$ м декремент колебаний возрастает.

3.9.7. Увеличение относительной толщины дистанционирующих элементов h/D приводит к увеличению декремента колебаний.

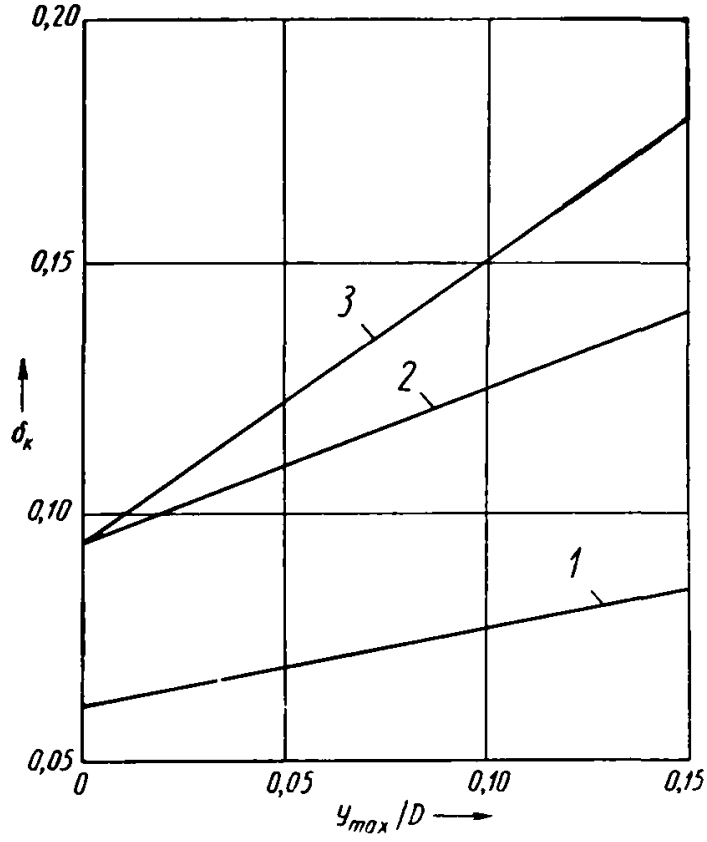
Оценочная зависимость декремента колебаний $\delta_к$ для труб из различных материалов от числа пролетов N при $h/D \leqslant 0{,}5$



1 — из углеродистой стали; *2* — из мельхиора; *3* — из титанового сплава; *4* — из нержавеющей стали

Черт. 5

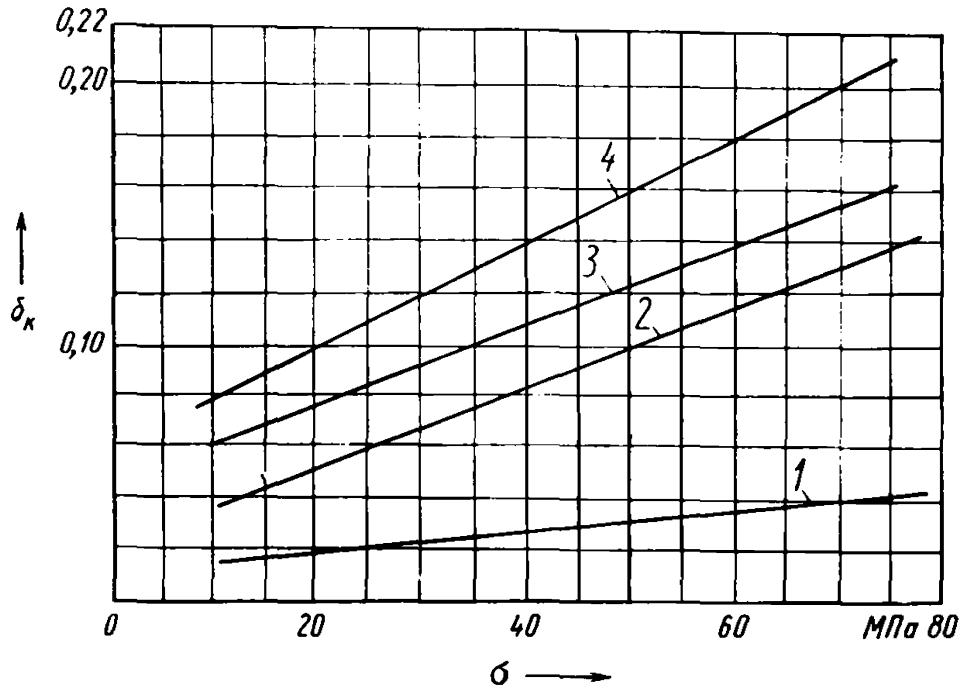
Оценочная зависимость декремента колебаний $\delta_к$ труб из нержавеющей стали от относительной амплитуды колебаний при $h/D \leqslant 0{,}5$



1 — четырехпролетных; *2* — шестипролетных; *3* — восьмипролетных

Черт. 6

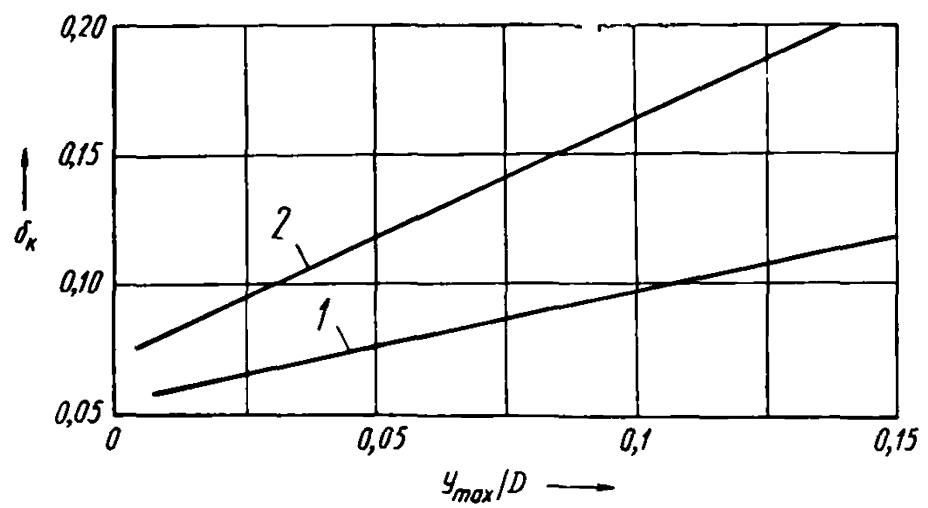
Зависимость декремента колебаний $\delta_к$ труб из нержавеющей стали от динамических напряжений, обусловленных колебаниями трубы при $h/D \leqslant 0{,}5$



1 — двухпролетных; *2* — четырехпролетных; *3* — шестипролетных; *4* — восьмипролетных

Черт. 7

Влияние относительной амплитуды на декремент колебаний в зависимости от относительной толщины опор при $\sigma \leqslant 40$ МПа



1, 2 — относительная толщина опор $h/D=0{,}5$ и относительная толщина опор $h/D=1{,}0$ соответственно

Черт. 8

3.10. Расчет гидродинамического демпфирования

3.10.1. Расчет логарифмического декремента колебаний $\delta_г$, обусловленного гидродинамическим демпфированием, производится по формуле

$$\delta_г = \frac{1}{2}\frac{\zeta}{Mf_1}. \qquad (21)$$

3.10.2. При колебаниях одиночной трубы в неограниченном объеме жидкости величина коэффициента гидродинамического демпфирования рассчитывается по формуле

$$\zeta_0 = \frac{2\pi\mu_{II}D}{\sqrt{\nu_{II}/\pi f_1}}\,\frac{1+\exp\left(-8\sqrt{4\pi\nu_{II}f_1}/\xi_{II}w_{II}\right)}{1-\exp\left(-8\sqrt{4\pi\nu_{II}f_1}/\xi_{II}w_{II}\right)}, \qquad (22)$$

где ξ_{II} — коэффициент гидравлического сопротивления.

3.10.3. При колебаниях одиночной трубы между параллельными стенками коэффициент гидродинамического демпфирования рассчитывается следующим образом:

при колебаниях трубы в плоскости, параллельной стенкам,

$$\zeta = \zeta_0\left[1 + 1{,}3\left(\frac{h/D-1}{2}\right)^{-1{,}24}\right]; \qquad (23)$$

при колебаниях трубы в плоскости, перпендикулярной стенкам,

$$\zeta = \zeta_0\left[1 + 0{,}77\left(\frac{h/D-1}{2}\right)^{-0{,}83}\right]. \qquad (24)$$

3.10.4. При колебаниях одиночной трубы, окруженной концентрической оболочкой с внутренним диаметром $D_{об}$, коэффициент гидродинамического демпфирования рассчитывается по формуле

$$\zeta = \zeta_0\frac{1+(D/D_{об})^3}{[1-(D/D_{об})^2]^2}. \qquad (25)$$

3.10.5. Для пучков с $S_1/D<1{,}2$ коэффициент гидродинамического демпфирования рассчитывается следующим образом:

для шахматного пучка

$$\zeta = \zeta_0\left[1 + 0{,}65\left(\frac{S_1/D-1}{2}\right)^{-1{,}5}\right]; \qquad (26)$$

для коридорного пучка

$$\zeta = \zeta_0\left[1 + 0{,}6\left(\frac{S_1/D-1}{2}\right)^{-1{,}5}\right]. \qquad (27)$$

3.10.6. Для пучков с $S_1/D>1{,}2$ коэффициент гидродинамического демпфирования рассчитывается по формуле

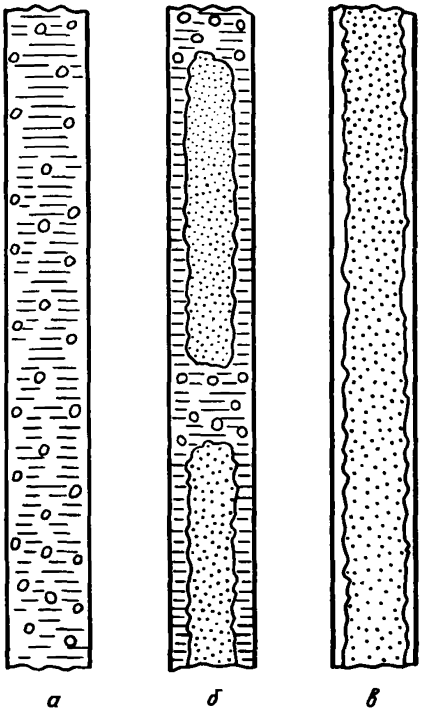
$$\zeta = \zeta_0\frac{1}{[1-(D/D_{яч})^2]^2}. \qquad (28)$$

4. РАСЧЕТ ВИБРАЦИЙ ТРУБ ПРИ ПРОДОЛЬНОМ ОБТЕКАНИИ

4.1. Параметры потока и режимы течения среды второго контура

4.1.1. Для анализа возможных причин возникновения вибраций необходимо определить режим течения среды второго контура.

Режимы течения пароводяного потока



а — пузырьковый; *б* — снарядный; *в* — дисперсно-кольцевой

Черт. 9

4.1.2. На экономайзерном участке парогенератора трубы обтекаются однофазным потоком воды, на пароперегревательном участке — однофазным потоком пара.

4.1.3. На испарительном участке парогенератора трубы обтекаются двухфазным потоком пароводяной смеси. Основными режимами течения двухфазной среды, влияющими на вибрацию труб, являются: пузырьковый, снарядный, дисперсно-кольцевой.

Схема режимов течения представлена на черт. 9.

4.1.4. При пузырьковом течении пузырьки пара распределены в сплошной массе жидкости. Среда является гомогенной. Диапазон существования режима при скорости и давлении среды, характерных для вертикальных парогенераторов, составляет $0<\beta<0{,}12$.

4.1.5. При снарядном режиме течения пузырьки пара сливаются, образуя так называемые снаряды, занимающие почти все поперечное сечение канала. Периодическое чередование паровых снарядов и жидкостных пробок приводит к значительным колебаниям плотности среды, давления, перепадов давления и трения на обтекаемых поверхностях.

4.1.6. При дисперсно-кольцевом режиме течения жидкость течет по стенке канала в виде пленки, а газовая фаза, содержащая капли жидкости, движется в центральной части канала. Режим реализуется в диапазоне $\beta_{гр}<\beta<1$.

$$0{,}12 < \beta < \beta_{гр} = \frac{3 + 2\gamma_0 - \sqrt{9 + 6\gamma_0}}{2\gamma_0}, \qquad (29)$$

где

$$\gamma_0 = (\rho_{II}' - \rho_{II}'')/\rho_{II}''. \qquad (30)$$

4.2. Механизмы возбуждения вибраций

Возможные механизмы возбуждения вибраций теплообменных труб на различных участках парогенератора представлены в табл. 4.

Таблица 4

Механизм возбуждения	Экономайзерный участок	Испарительный участок			Пароперегревательный участок
	Однофазный поток (вода)	Пузырьковый режим	Снарядный режим	Дисперсно-кольцевой режим	Однофазный поток (пар)
Гидроупругая неустойчивость	+	+	+	+	+
Параметрический резонанс вследствие пульсаций скорости и давления в потоке	+	+	+	+	+
Параметрический резонанс вследствие пульсаций плотности потока	—	—	+	—	—
Вынужденные колебания под действием турбулентных пульсаций	+	+	—	—	—
Вынужденные колебания в двухфазном потоке	—	—	+	+	—
Акустический резонанс	—	—	—	—	+

Примечание. Знак плюс (+) означает необходимость расчетной проверки возникновения того или иного механизма возбуждения вибраций. Знак минус (—) свидетельствует о ненужности подобной проверки.

4.3. Гидродинамические параметры среды второго контура, используемые при расчете вибраций

4.3.1. Осредненная плотность среды второго контура рассчитывается по формуле

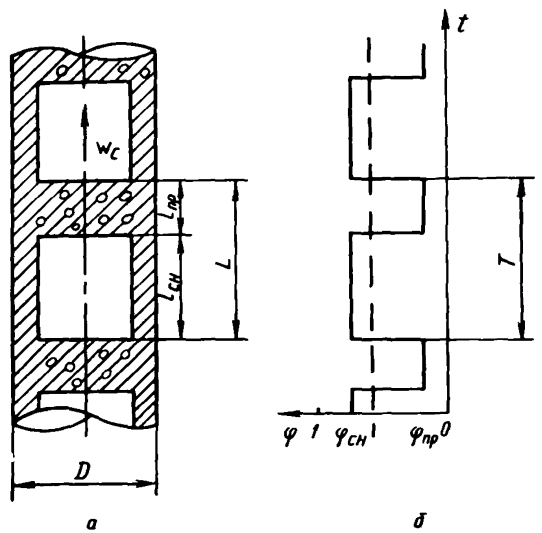
$$\rho_{II} = \rho'_{II}(1-\varphi) + \rho''_{II}\varphi. \qquad (31)$$

4.3.2. Осредненная скорость движения среды второго контура рассчитывается по формуле

$$w_{II} = w_0 \frac{1+\gamma_0}{1+\gamma_0(1-\varphi)}, \qquad (32)$$

где $\gamma_0 = \dfrac{\rho'_{II} - \rho''_{II}}{\rho''_{II}}$.

Схема снарядного течения двухфазного потока



а — геометрическая структура потока; *б* — зависимость газосодержания от времени

Черт. 10

4.3.3. Основные параметры снарядного течения (черт. 10) рассчитываются по формулам:

$$w_c = 1{,}2w_{II} + 0{,}34\left[\frac{gD_г(\rho'_{II} - \rho''_{II})}{\rho'_{II}}\right]^{1/2}; \qquad (33)$$

$$l_{пр} = 10D_г; \qquad (34)$$

$$l_{\text{сн}} = l_{\text{пр}} \frac{\varphi - 0{,}11}{0{,}79 - \varphi}; \tag{35}$$

$$L = l_{\text{пр}} + l_{\text{сн}}; \tag{36}$$

$$f_0 = \frac{w_c}{l_{\text{пр}} + l_{\text{сн}}}; \tag{37}$$

$$\rho_{\text{пр}} = 0{,}89\rho'_{\text{II}} + 0{,}11\rho''_{\text{II}}; \tag{38}$$

$$\rho_{\text{сн}} = 0{,}21\rho'_{\text{II}} + 0{,}79\rho''_{\text{II}}; \tag{39}$$

$$T_p = 1/f_0; \tag{40}$$

$$D_r = 4A_0/\text{П}. \tag{41}$$

4.4. Расчет труб на гидроупругую неустойчивость

4.4.1. Достаточным условием отсутствия гидроупругой неустойчивости является следующее:

$$\mathbf{W}_{\text{I}}^2 + \chi \mathbf{W}_{\text{II}}^2 < \pi^2 + \Gamma - (\mathbf{P}_{\text{I}} - \mathbf{P}_{\text{II}}), \tag{42}$$

где

$$\mathbf{W}_{\text{I}}^2 = \frac{\rho_{\text{I}} A_{\text{I}} w_{\text{I}}^2 l^2}{EI};$$

$$\mathbf{W}_{\text{II}}^2 = \frac{\rho_{\text{II}} A_{\text{II}} w_{\text{II}}^2 l^2}{EI};$$

$$\mathbf{P}_{\text{I}} = (1 - 2\nu_{\text{п}}) \frac{p_{\text{I}} A_{\text{I}} l^2}{EI};$$

$$\mathbf{P}_{\text{II}} = (1 - 2\nu_{\text{п}}) \frac{p_{\text{II}} A_{\text{II}} l^2}{EI};$$

$$\Gamma = \frac{T_0 l^2}{EI}.$$

4.4.2. В случае невыполнения условия (42) конструкция теплообменной поверхности должна быть изменена. Для исключения гидроупругой неустойчивости целесообразно уменьшить расстояние между дистанционирующими элементами.

4.5. Расчет труб на параметрический резонанс под действием пульсаций давления и скорости потоков

4.5.1. Движение сред первого и второго контура, как правило, сопровождается пульсациями давления и скорости потоков. При определенных соотношениях между интенсивностью и частотой пульсаций и вибромеханическими параметрами трубы следует учитывать возможность возникновения колебаний трубы с нарастающей амплитудой — так называемый параметрический резонанс.

4.5.2. Расчет труб парогенератора на параметрический резонанс под действием общесистемных пульсаций производится для низшей формы колебаний. Пульсации скоростей и давлений сред I и II контуров принимаются гармоническими:

$$\left.\begin{aligned} w_{\mathrm{I}} &= \mu_{\mathrm{I}} w_{\mathrm{I}} \cos\left(\Omega_{\mathrm{I}}\tau + \theta_{\mathrm{I}}\right); \\ p'_{\mathrm{I}} &= \mu_{\mathrm{I}} p_{\mathrm{I}} \cos\left(\Omega_{\mathrm{I}}\tau + \theta_{\mathrm{I}} + \varphi_{\mathrm{I}}\right); \\ w'_{\mathrm{II}} &= \mu_{\mathrm{II}} w_{\mathrm{II}} \cos\left(\Omega_{\mathrm{II}}\tau + \theta_{\mathrm{II}}\right); \\ p'_{\mathrm{II}} &= \mu_{\mathrm{II}} p_{\mathrm{II}} \cos\left(\Omega_{\mathrm{II}}\tau + \theta_{\mathrm{II}} + \varphi_{\mathrm{II}}\right). \end{aligned}\right\} \qquad (43)$$

4.5.3. В случае шарнирного закрепления концов пролета трубы определение области параметрического резонанса производится по диаграмме Айнса — Стретта для следующего уравнения типа уравнения Матье:

$$\ddot{u} + 2k\dot{u} + \omega_1^2\left[1 + \Psi_{\mathrm{I}}\cos\left(\Omega_{\mathrm{I}}\tau + \theta_{\mathrm{I}}\right) + \right.$$
$$\left. + \Psi_{\mathrm{II}}\cos\left(\Omega_{\mathrm{II}}\tau + \theta_{\mathrm{II}} + \varphi_{\mathrm{II}} - \varphi_{\mathrm{I}}\right)\right] u = 0, \qquad (44)$$

где $k = \delta f_1$;

$$\Psi_{\mathrm{I}} = \mu_{\mathrm{I}} \frac{\sqrt{\left[(1-2\nu_{\mathrm{n}})A_{\mathrm{I}}p_{\mathrm{I}}\right]^2 + \left[2\rho_{\mathrm{I}}A_{\mathrm{I}}w_{\mathrm{I}}^2\right]^2 + 4\rho_{\mathrm{I}}A_{\mathrm{I}}^2 p_{\mathrm{I}}(1-2\nu_{\mathrm{n}})\, w_{\mathrm{I}}^2 \cos\varphi_{\mathrm{I}}}}{EI(\lambda/l)^2 - T}; \qquad (45)$$

$$\Psi_{\mathrm{II}} = \mu_{\mathrm{II}} \frac{\sqrt{\left[(1-2\nu_{\mathrm{n}})A_{\mathrm{II}}p_{\mathrm{II}}\right]^2 + \left[2\rho_{\mathrm{II}}A_{\mathrm{II}}w_{\mathrm{II}}^2\right]^2 + 4\rho_{\mathrm{II}}A_{\mathrm{II}}^2 p_{\mathrm{II}}(1-2\nu_{\mathrm{n}})w_{\mathrm{II}}\cos\varphi_{\mathrm{II}}}}{EI(\lambda/l)^2 - T}. \qquad (46)$$

4.5.4. Если характерные частоты пульсаций Ω_{I} и Ω_{II} неизвестны, расчет следует производить на наиболее опасный случай:

$$\left.\begin{aligned} &\Omega_{\mathrm{I}} = \Omega_{\mathrm{II}} = 4\pi f_1; \\ &\cos\varphi_{\mathrm{I}} = \cos\varphi_{\mathrm{II}} = 1. \end{aligned}\right\} \qquad (47)$$

Достаточное условие отсутствия параметрического резонанса при этом:

$$\Psi_{\mathrm{I}} + \Psi_{\mathrm{II}} < 2\delta/\pi, \qquad (48)$$

где

$$\Psi_{\mathrm{I}} = \mu_{\mathrm{I}} \frac{(1-2\nu_{\mathrm{n}})A_{\mathrm{I}}p_{\mathrm{I}} + 2m_{\mathrm{I}}w_{\mathrm{I}}^2}{EI(\lambda/l)^2 - T}; \qquad (49)$$

$$\Psi_{\mathrm{II}} = \mu_{\mathrm{II}} \frac{(1-2\nu_{\mathrm{n}})A_{\mathrm{II}}p_{\mathrm{II}} + 2m_{\mathrm{II}}w_{\mathrm{II}}^2}{EI(\lambda/l)^2 - T}. \qquad (50)$$

4.6. Расчет на параметрический резонанс под действием пульсаций плотности потока

4.6.1. При снарядном режиме течения крупномасштабные пульсации плотности среды приводят к периодическим колебаниям присоединенной массы трубы. При определенных соотношениях

между параметрами колебательной системы «снарядный поток — вибрирующая труба» возникают колебания трубы с нарастающей амплитудой — параметрический резонанс.

4.6.2. Расчет параметрического резонанса производится для первой формы колебаний. Основой для определения области параметрического резонанса является уравнение Хилла:

$$\ddot{u} + 2k\dot{u} + \omega_1\left[1 - \sum_j 2\mu_j \cos(\theta_j\tau + \Psi_j)\right]u = 0. \qquad (51)$$

Параметрический резонанс возможен, если хотя бы для одного значения j выполняются условия:

$$\begin{cases} \sqrt{1 - \sqrt{\mu_j^2 - (\delta/\pi)^2}} < \dfrac{\theta_j}{4\pi f_1} < \sqrt{1 + \sqrt{\mu_j^2 - (\delta/\pi)^2}}; & (52) \\ \mu_j > \delta/\pi. & (53) \end{cases}$$

4.6.3. Расчет величин θ_j и μ_j производится в соответствии с табл. 5. При этом величина H рассчитывается по формуле

$$H = m_т + m_1 + m_{11}. \qquad (54)$$

Таблица 5

Частота гармоники	Амплитуда гармоники
θ_j	μ_j
$\dfrac{2\pi w_{11}}{l}$	$\dfrac{\chi(\rho_{пр} - \rho_{сн}) A_{11} l_{пр}}{Hl}$
$\dfrac{2\pi n}{T}$, $n = 1, 2, \ldots$	$\dfrac{\chi(\rho_{пр} - \rho_{сн}) A_{11} l_{пр}}{\pi Hl}$
$2\pi\left(\dfrac{n}{T} + \dfrac{w_{11}}{l}\right)$, $n = 1, 2, \ldots$	$\dfrac{\chi(\rho_{пр} - \rho_{сн}) A_{11} l_{пр}}{2\pi Hl}$
$2\pi\left(\dfrac{n}{T} - \dfrac{w_{11}}{l}\right)$, $n = 1, 2, \ldots$	$\dfrac{\chi(\rho_{пр} - \rho_{сн}) A_{11} l_{пр}}{2\pi Hl}$

4.6.4. В случае если параметрический резонанс возможен, конструкция парогенератора должна быть изменена в направлении увеличения демпфирования и снижения интенсивности пульсаций параметров сред первого и второго контуров.

4.6.5. Для измененной конструкции проводится новый поверочный расчет труб на возможность возникновения параметрического резонанса.

4.7. Расчет вынужденных колебаний труб под действием турбулентных пульсаций

4.7.1. Вибрации труб под действием турбулентных пульсаций происходят на низшей собственной частоте пролета.

4.7.2. Расчет максимальной амплитуды вибраций середины пролета гладкой теплообменной трубы производится по формуле

$$\frac{y_{max}}{D} = 1{,}8 \cdot 10^{-5}\left[\frac{u^{1,6}\,(l/D)^{1,8}\mathrm{Re}^{0,25}}{1+u^2}\right]\left(\frac{D_г}{D}\right)^{0,4}\frac{\left(\frac{m_{II}}{M}\right)^{2/3}}{1+\frac{4m_{II}}{M}}, \qquad (55)$$

где

$$u = \left(\frac{m_{II}}{EI}\right)^{1/2} w_{II}\, l; \qquad (56)$$

$$\mathrm{Re} = \frac{w_{II} D_г}{\nu_{II}}. \qquad (57)$$

4.7.3. Расчет максимальной амплитуды вибраций середины пролета витой теплообменной трубы производится по формуле

$$\frac{y_{max}}{D} = 1{,}8 \cdot 10^{-5}\left[\frac{u^{1,6}\,(l/D)^{1,8}\mathrm{Re}^{0,25}}{1+u^2}\right]\left(\frac{D_г}{D}\right)^{0,4}\frac{\left(\frac{m_{II}}{M}\right)^{2/3}}{1+\frac{4m_{II}}{M}}\sqrt{1+\varkappa^2}, \qquad (58)$$

где

$$\varkappa = \frac{1}{\sqrt{[1-(f_p/f_1)^2]^2 + [\delta/\pi\,(f_p/f_1)]^2}}; \qquad (59)$$

$$f_p = 0{,}2 w_{II}/D. \qquad (60)$$

4.8. Расчет вынужденных колебаний труб в двухфазном потоке

4.8.1. Движение паровых снарядов с повышенной по сравнению с жидкостными пробками скоростью приводит к формированию в последних крупномасштабных вихрей. Поперечная составляющая скорости при вихревом течении обусловливает возникновение на обтекаемых потоком трубах поперечного перепада давления, являющегося причиной возбуждения колебаний труб.

4.8.2. Вибрации труб происходят на низшей собственной частоте пролета.

4.8.3. Расчет максимальной амплитуды вибраций середины пролета теплообменной трубы в области квазиснарядного режима при объемных расходных паросодержаниях

$$0{,}12 < \beta < \beta_{гр} = \frac{3 + 2\gamma_0 - \sqrt{9 + 6\gamma_0}}{2\gamma_0}$$

производится по формуле

$$y_{max} = C_0 \frac{l_{пр} D \rho'_{II} w_{II}}{4\pi^2 f_1 M}\varkappa. \qquad (61)$$

4.8.4. Расчет интенсивности вибраций середины пролета трубы в области дисперсно-кольцевого режима $\beta_{гр} < \beta < 1$ производится по интерполяционной зависимости

$$y_{max} = y_{max}(\beta_{гр})\,(1-\beta)/(1-\beta_{гр}), \qquad (62)$$

где $y_{max}(\beta_{гр})$ — рассчитано по формуле (61) при $\beta = \beta_{гр}$.

4.8.5. Величины w_{II}, $l_{пр}$, f_1, M и $\varkappa$ рассчитываются по формулам (32), (34), (16), (2), (59).

4.8.6. Для гладких труб величина коэффициента C_0 принимается равной 0,0072. Расчет f_p в формуле (59) производится по соотношению (37).

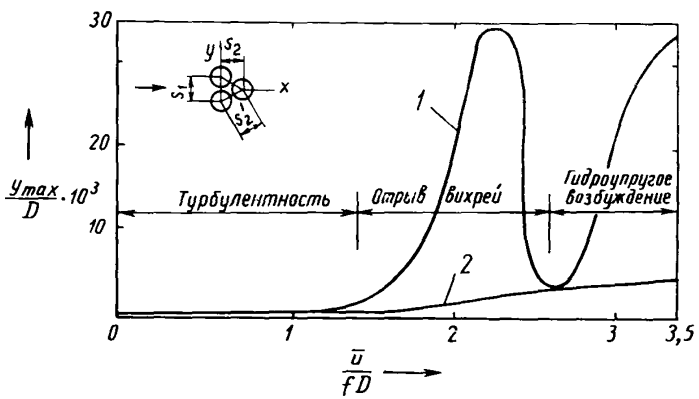
4.8.7. Для витых труб ($D_н$=19,2 мм, $h_н$=80 мм) величина коэффициента C_0 принимается равной 0,03. Расчет f_p в формуле (59) производится по формуле

$$f_p = (0{,}24 + 0{,}17\beta)\frac{w_0}{D_{II}}. \qquad (63)$$

5. РАСЧЕТ ВИБРАЦИЙ ТРУБ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ И КОСОМ ОБТЕКАНИИ

5.1. Общие положения

Виды возбуждения вибраций труб при поперечном обтекании



1 — вибрации труб первого ряда пучка; *2* — вибрации труб пятого ряда пучка

Черт. 11

5.1.1. При поперечном обтекании вибрации труб возбуждаются турбулентными пульсациями давления потока, гидродинамическими силами, обусловленными отрывом вихрей, а также гидроупругим взаимодействием с потоком. Каждый вид возбуждения проявляется в определенной зоне изменения скорости потока (черт. 11).

5.1.2. В шахматных и коридорных пучках с относительным поперечным шагом $S_1/D<2{,}0$ вихревое возбуждение проявляется только в первых рядах труб. При $S_1/D>2{,}0$ вихревое возбуждение возможно и в последующих рядах труб.

5.1.3. Расчет вибраций следует производить для каждого из видов возбуждения колебаний.

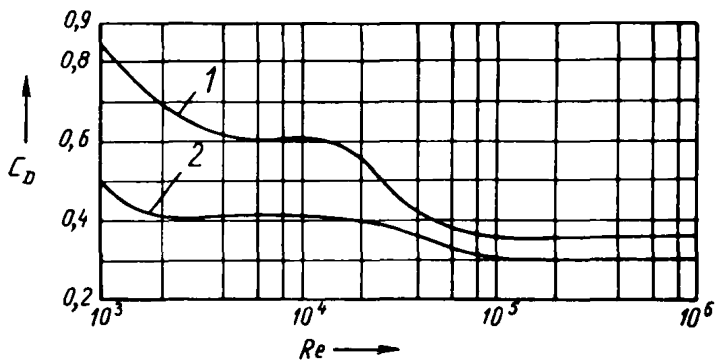
5.1.4. Частота вибраций труб, возбуждаемых при поперечном и косом обтекании, близка к низшей собственной частоте пролетов труб.

5.2. Расчет вибраций труб, возбуждаемых турбулентными пульсациями

5.2.1. Среднеквадратичная интенсивность вибраций трубы рассчитывается по формуле

$$\frac{\sigma_y(z/l)}{D} = \frac{\rho_{II} D^2}{M} \frac{\sqrt{\overline{(u')^2}}}{\bar{u}} \frac{1}{2} \sin\frac{\pi z}{l} \sqrt{\left(\frac{C_D^2}{64\pi^3 \mathrm{Sh}}\right)\left(\frac{\bar{u}}{f_1 D}\right)^3 \left(\frac{2\pi}{\delta}\right)\left(\frac{l_c}{l}\right) G(\xi)}. \quad (64)$$

Зависимость коэффициента полного сопротивления труб от числа Рейнольдса



1 — шахматный пучок; *2* — коридорный пучок

Черт. 12

5.2.2. Скорость потока в узком сечении рассчитывается по формуле

$$\bar{u} = w_{II} \frac{S_1}{S_1 - D}. \quad (65)$$

5.2.3. Относительная интенсивность пульсаций скорости $\sqrt{\overline{(u')^2}}/\bar{u}$ принимается в зависимости от величины относительного шага пучка в диапазоне от 0,15 до 0,35. Чем меньше относительный шаг пучка, тем больше интенсивность пульсаций скорости.

5.2.4. Коэффициент полного сопротивления C_D определяется геометрией пучка и величиной числа Рейнольдса.

В диапазоне $1{,}34 < S_1/D < 2{,}0$:

при $10^3 < \mathrm{Re} < 10^4$ $C_D = 0{,}7$;

при $10^4 < \mathrm{Re} < 5 \cdot 10^4$ $C_D = 296\,\mathrm{Re}^{-0{,}65}$;

при $\mathrm{Re} > 5 \cdot 10^4$ $C_D = 0{,}26$.

В случае $S_1/D = S_2 D = 2{,}0$ величина C_D определяется по графику на черт. 12. Число Рейнольдса рассчитывается по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{\bar{u} D}{\nu}.$$

5.2.5. Число Струхаля, определяющее частоту отрыва вихрей, в диапазоне $10^3 < \mathrm{Re} < 10^5$ рассчитывается следующим образом:

для одиночной трубы $\mathrm{Sh} = 0{,}2$;

для одиночного поперечного ряда

$$\mathrm{Sh} = 0{,}2 + \exp\left[-1{,}1\,(S_1/D)^{1{,}6}\right];$$

для шахматного пучка при $S_1/D \geqslant 1{,}15$

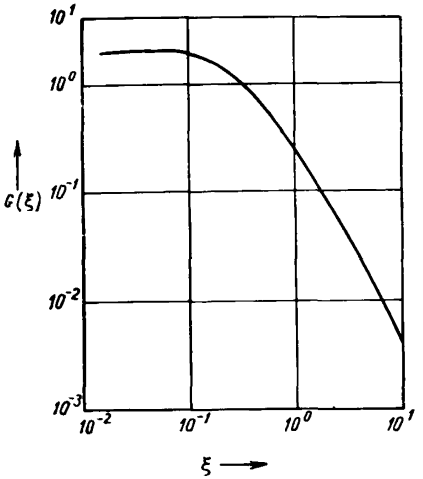
$$\mathrm{Sh} = \varkappa\left\{0{,}2 + \exp\left[-0{,}44\,(S_1/D)^{1{,}8}\right]\right\},$$

где

$$\varkappa = 0{,}9\,(S_1/S_2) \text{ при } S_1 > S_2;$$

$$\varkappa = 0{,}9\,(S_1/S_2)^{1{,}7} \text{ при } S_1 < S_2;$$

Нормированный энергетический спектр пульсаций скорости



Черт. 13

для коридорного пучка при $S_1/D \geqslant 1{,}15$

$$\mathrm{Sh} = 0{,}2 + \exp\left[-1{,}2\,(S_1/D)^{1{,}8}\right].$$

5.2.6. Относительная корреляционная длина вихревой структуры l_c рассчитывается следующим образом:

для одиночной трубы

$$l_c/D = 2{,}5 \text{ при } \mathrm{Re} < 2 \cdot 10^5;$$

$$l_c/D = 0{,}5 \text{ при } \mathrm{Re} > 2 \cdot 10^5;$$

для труб в глубине пучка $l_c/D = 1$.

5.2.7. Величина безразмерного нормированного спектра G определяется в зависимости от безразмерной частоты $\xi = f_1 D/\mathrm{Sh}\bar{u}$ по графику на черт. 13.

5.2.8. Для расчета максимальной амплитуды вибраций следует использовать соотношение с вероятностью 0,977:

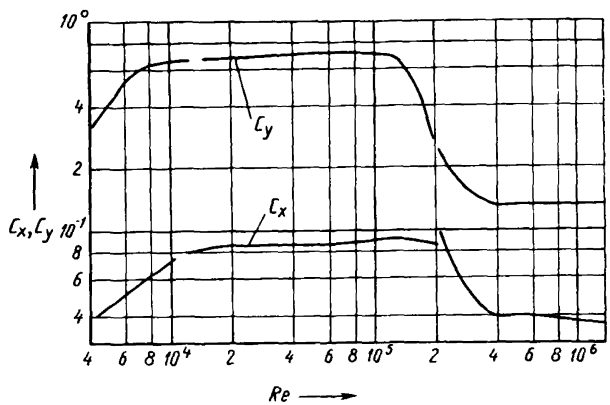
$$y_{max} \leqslant 3\sigma_y.$$

5.3. Расчет вибраций труб при вихревом возбуждении

5.3.1. Максимальная амплитуда вынужденных колебаний труб рассчитывается по формуле

$$y_{max} = \frac{C_y D \rho_{II} \frac{\bar{u}^2}{2}}{4\pi^2 f_1^2 M \sqrt{\left[1-\left(\frac{f_p}{f_1}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \left(\frac{f_p}{f_1}\right)^2}}. \quad (66)$$

Зависимость коэффициентов C_x и C_y от числа Рейнольдса



Черт. 14

5.3.2. Частота гидродинамической силы (частота срыва вихрей) рассчитывается по формуле

$$f_p = \mathrm{Sh}\frac{\bar{u}}{D}. \quad (67)$$

Число Струхаля Sh определяется в соответствии с п. 5.2.5.

5.3.3. Величина коэффициента C_y при обтекании одиночной трубы определяется по графику на черт. 14. При обтекании пучков труб величина C_y принимается равной 0,6 для первого ряда труб и 0,4 для последующих рядов.

5.3.4. Максимальная амплитуда вынужденных колебаний труб в направлении вдоль потока также рассчитывается по формуле (66), однако коэффициент C_y заменяется на C_x, а величина f_p рассчитывается по формуле

$$f_p = 2\mathrm{Sh}\frac{\bar{u}}{D}. \quad (68)$$

5.3.5. Величина коэффициента C_x при обтекании одиночной трубы определяется по графику на черт. 14. При обтекании пучков труб $C_x = C_y$.

5.3.6. Максимально возможная амплитуда вибраций при вихревом возбуждении (в случае резонанса) может быть рассчитана по формуле

$$y_{max} = \left(\frac{C_y D \rho_{II}}{8\pi}\right) \frac{\bar{u}^2}{f_1^2} \frac{1}{M\delta}. \quad (69)$$

5.3.7. При вихревом возбуждении возможно одновременное возбуждение вибраций вследствие турбулентных пульсаций. В этом случае максимальная амплитуда вибраций с вероятностью 0,997 оценивается по формуле

$$y_{max} \leqslant \sqrt{(y_{max}^{вихр})^2 + (3\sigma_y^{турб})^2}, \quad (70)$$

где $y_{max}^{вихр}$ — амплитуда вибраций под действием вихревого возбуждения;

$\sigma_y^{турб}$ — среднеквадратичная интенсивность вибраций под действием турбулентных пульсаций.

5.4. Расчет критической скорости гидроупругого возбуждения

5.4.1. Гидроупругое возбуждение вибраций проявляется в резком возрастании амплитуды колебаний при незначительном увеличении скорости потока. Гидроупругое возбуждение имеет место при

$$\bar{u} \geqslant \bar{u}^*, \quad (71)$$

где $\bar{u}^*$ — критическая скорость потока.

5.4.2. Расчет критической скорости потока производится на основании соотношения

$$\frac{\bar{u}^*}{f_1 D} = k \left[M\delta / (\rho_{II} D^2)\right]^{0,5}. \quad (72)$$

Константа k определяется по формуле

$$k = 0{,}8 + 1{,}7 (S_1/D). \quad (73)$$

5.5. Особенности расчета вибраций наклонных пучков труб

5.5.1. При обтекании наклонных труб возможны те же виды возбуждения, что и при поперечном обтекании.

5.5.2. Расчет вибраций наклонных труб производится по формулам, приведенным в пп. 5.1—5.4. Скорость в узком сечении пучка в плоскости труб рассчитывается по формуле

$$\bar{u} = w_{II} \frac{S_1}{S_1 - D} \sin\beta,$$

где β — угол наклона труб к направлению потока.

5.5.3. При угле наклона труб $10° \leqslant \beta < 40°$ возможно незначительное повышение частоты гидродинамической силы.

5.6. Расчет акустического резонанса

5.6.1. На пароперегревательном участке парогенераторов возникают колебания поперечного столба пара. При совпадении частоты собственных колебаний с частотой срыва вихрей при обтекании труб интенсивность гидродинамических сил, воздействующих на трубы и стенки канала, резко возрастает, что приводит к интенсивным вибрациям труб.

Данное явление получило название акустического резонанса.

5.6.2. Расчет частоты срыва вихрей f_p производится по формуле (67).

5.6.3. Расчет собственной частоты поперечного столба газа производится по формулам:

для прямоугольных каналов $f_n = \frac{nC}{2h}$, где h — ширина канала, $n = 1, 2 \ldots$;

для круглых каналов $f_n = \alpha_n \frac{C}{d_к}$, где $d_к$ — внутренний диаметр корпуса; $\alpha_n = 0{,}59;\ 0{,}97;\ 1{,}34;\ 1{,}69;\ 2{,}04 \ldots$

5.6.4. Скорость звука рассчитывается по формуле

$$C = (kp/\rho)^{0{,}5}, \qquad (74)$$

где k — отношение удельных теплоемкостей при постоянных давлении и объеме.

6. ОЦЕНКА ВИБРАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ТРУБ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

6.1. Общие положения

6.1.1. Основными параметрами, характеризующими вибрации теплообменных труб парогенераторов в каждой из рассматриваемых точек, являются: амплитуда колебаний y_{max}, частота собственных колебаний f_1, ускорение a_g, спектр виброперемещений, спектр вибронапряжений.

6.1.2. В результате расчетов по данному РТМ определяют значение максимальных амплитуд и частот собственных колебаний труб парогенераторов. Эти величины рекомендуется использовать при оценке вибрационной прочности труб парогенератора на стадии проектирования.

Оценка вибрационной прочности может быть уточнена по результатам экспериментальной отработки конструкции при наличии данных об амплитудах колебаний, ускорениях, о спектрах перемещений и вибронапряжений.

6.1.3. Оценку вибрационной прочности рекомендуется проводить по следующим условиям:

исключения резонансных колебаний труб;

исключения взаимных соударений труб;

ограничения величины вибрационных напряжений;

обеспечения циклической прочности труб.

6.1.4. Значительное влияние на ресурс труб оказывают процессы фреттинга (фреттинг-усталость и фреттинг-износ). Однако

из-за отсутствия в настоящее время надежных рекомендаций оценку влияния процессов фреттинга следует проводить экспериментальным путем.

6.2. Оценка вибрационной прочности по условиям исключения резонанса и соударения труб, а также ограничения величины вибрационных напряжений

6.2.1. Одним из критериев обеспечения вибропрочности является условие отстройки собственных частот колебаний труб парогенератора от дискретных частот внешнего возбуждения.

Коэффициент отстройки собственных частот для первых трех форм колебаний труб должен быть:

$$K_f = \frac{f_i}{\Omega} \geqslant 1{,}3 \quad \text{или} \quad K_f = \frac{f_i}{\Omega} \leqslant 0{,}7,$$

где f_i — низшая частота собственных колебаний ($i = 1, 2, 3$);

Ω — частота внешнего возбуждения.

Для более высоких форм колебаний при наличии высокочастотных возбудителей вибрации

$$K_f \geqslant 1{,}1 \quad \text{или} \quad K_f < 0{,}9 \quad (i = 4, 5 \ldots).$$

При невыполнении данных условий необходимо показать, что уровни вибраций труб парогенератора находятся в допустимых пределах.

6.2.2. Для исключения соударения соседних труб максимальная амплитуда колебаний не должна превышать

$$y_{max} = \frac{S - D}{2},$$

где y_{max} — максимальная амплитуда колебаний;

S — минимальное расстояние между осями соседних труб;

D — наибольший диаметр труб.

Для колебательных процессов, имеющих случайный характер, значение максимальной амплитуды y_{max} устанавливают с учетом ее рассеивания с заданной вероятностью.

Например, для нормального закона распределения при вероятности 0,997 значение максимальной амплитуды принимают равным $\bar{y} + 3\sigma_y$, где σ_y — среднеквадратичное отклонение амплитуды от ее среднего значения $\bar{y}$.

6.2.3. Максимальные напряжения, возникающие в трубах при вибрациях, не должны превышать допускаемых значений. Определение допускаемых значений напряжений и оценка напряжений по группам категорий напряжений осуществляется в последовательности, указанной в нормах расчета [1].

6.3. Оценка вибрационной прочности по условиям исключения усталостного разрушения труб

6.3.1. Амплитуда приведенных напряжений при вибрациях не должна превышать допустимых значений. Определение амплитуд приведенных напряжений производят в последовательности, указанной в нормах расчета [1].

6.3.2. Сопоставление амплитуд приведенных напряжений с допускаемыми значениями производится при проверке обеспечения условий усталостной прочности по критерию накопленного усталостного повреждения.

6.3.3. Напряжения в теплообменных трубах, возникающие при вибрациях, определяются расчетным или экспериментальным путем.

В справочном приложении 2 приведены расчетные зависимости для оценки напряжений в различных участках теплообменных труб по заданным амплитудам колебаний.

При экспериментальном определении напряжений оценка усталостной прочности производится по реальным характеристикам напряжений. Методика такой оценки приведена в рекомендуемом приложении 3.

6.3.4. Расчет циклической прочности труб при вибрациях производится с учетом низкочастотных циклических напряжений, связанных с пуском, остановом, изменением мощности, срабатыванием аварийной защиты или другими режимами.

6.3.5. Рассмотренные ниже методики расчета следует использовать при следующих ограничениях по максимальным значениям температуры: до 450°С для деталей из сталей аустенитного класса, жаропрочных хромомолибденованадиевых сталей и железоникелевых сплавов, до 350°С из углеродистых и легированных сталей и до 250°С для деталей из сплавов циркония с 1 и 2,5% ниобия.

6.3.6. Допускаемая амплитуда условного упругого напряжения или допускаемое число циклов при $[N] \leqslant 10^{12}$ определяются как минимальное значение $[\sigma_{aF}]$ или $[N]$ по следующим формулам:

$$[\sigma_{aF}] = \frac{E^{\tau} e_c^{\tau}}{n_{\sigma} (4[N])^m} + \frac{R_c^{\tau}}{n_{\sigma}\left[(4[N])^{m_e} + \frac{1+r}{1-r}\right]}; \qquad (75)$$

$$[\sigma_{aF}] = \frac{E^{\tau} e_c^{\tau}}{(4 n_N [N])^m} + \frac{R_c^{\tau}}{(4 n_N [N])^{m_e} + \frac{1+r}{1-r}}, \qquad (76)$$

где n_{σ}, n_N — коэффициенты запаса прочности по напряжениям и по числу циклов;

m, m_e — характеристики материала;

r — коэффициент асимметрии цикла напряжений;

R_c^{τ} — предельное упругое напряжение, R_c^{τ} допускается принимать равным R_m^{τ};

e_c^{τ} — характеристика пластичности, зависящая от значения z_c^{τ}, определяется по формуле

$$e_c^{\tau} = 1{,}15 \lg \frac{100}{100 - z_c^{\tau}} - \frac{(\sigma_F^*)_{\max} - R_{p0,2}^{\tau}}{2E^{\tau}}$$

или по формуле

$$e_c^\tau = 1{,}15 \lg \frac{100}{100 - z_c^\tau} \text{ при } (\sigma_F^*)_{max} < R_{p0,2}^\tau;$$

$(\sigma_F^*)_{max}$ — наибольшее местное условное упругое напряжение для всего процесса изменения напряжений в рассматриваемой зоне детали.

При $N > 10^{12}$ принимается $[N] = 10^{12}$.

При использовании данных государственных стандартов, технических условий на материал, в которых приведены наименьшие гарантированные свойства, можно принимать при $z^\tau \leqslant 50\%$ $z_c^\tau = z^\tau$.

При $z^\tau > 50\%$ следует принимать $z_c^\tau = 50\%$.

Если характеристика e_c^τ определяется по значению z^τ, полученному путем испытаний на статическое растяжение, то используются формулы:

$$e_c^\tau = 0{,}005 z^\tau - \frac{(\sigma_F^*)_{max} - R_{p0,2}^\tau}{2E^\tau} \text{ при } (\sigma_F^*)_{max} > R_{p0,2}^\tau;$$

$$e_c^\tau = 0{,}005 z^\tau \text{ при } (\sigma_F^*)_{max} < R_{p0,2}.$$

Характеристики E^τ, z^τ, R_m^τ принимаются равными минимальным значениям в интервале рабочих температур. Коэффициент запаса прочности по напряжениям n_σ принимается равным 2, а по числу циклов $n_N = 10$.

При расчете сварных соединений с неполным проплавлением, выполненных аустенитными электродами, с учетом эффективного коэффициента концентрации деталей, нагруженных только тепловыми нагрузками (например тепловые экраны и подобные детали) или тепловыми и механическими нагрузками при ограничении деформации другими упругими несущими элементами (например антикоррозионная рубашка) [1], коэффициенты запаса прочности принимают равными $n_\sigma = 1{,}5$ и $n_N = 5$, если разрушение сварных соединений приводит к выходу теплоносителя за пределы элемента конструкции, и $n_\sigma = 1{,}25$ и $n_N = 2{,}1$, если разрушение сварных соединений не приводит к выходу теплоносителя за пределы несущих элементов.

Показатели степени m и m_e и предела выносливости R_{-1}^τ принимаются по табл. 6.

Таблица 6

Параметр	$R_m^\tau < 700$ МПа	$700 < R_m^\tau < 1200$ МПа
R_{-1}^τ (при симметричном цикле)	$0{,}4R_m^\tau$	$\left(0{,}54 - 2 \cdot 10^{-4} R_m^\tau\right) R_m^\tau$
m	0,5	$0{,}36 + 2 \cdot 10^{-4} R_m^\tau$
m_e	$0{,}132 \lg \frac{R_m^\tau}{R_{-1}^\tau} (1 + 1{,}4 \cdot 10^{-2} z^\tau)$	

Если допускаемое число циклов $[N]$ меньше или равно 10^6, то допускаемую амплитуду условного упругого напряжения можно определять по формулам:

$$[\sigma_{aF}] = \frac{E^{\tau} e_c^{\tau}}{n_э (4[N])^m} + \frac{R_{-1}^{\tau}}{n_э \left(1 + \frac{R_{-1}^{\tau}}{R_m^{\tau}} \frac{1+r}{1-r}\right)}; \quad (77)$$

$$[\sigma_{aF}] = \frac{E^{\tau} e_c^{\tau}}{(4 n_N [N])^m} + \frac{R_{-1}^{\tau}}{1 + \frac{R_{-1}^{\tau}}{R_m^{\tau}} \frac{1+r}{1-r}}. \quad (78)$$

6.3.7. Коэффициент асимметрии цикла напряжений при

$$(\sigma_F)_{max} < R_{p_{0,2}}^{T\,min} \text{ и } 2(\sigma_{aF}) < \left[R_{p_{0,2}}^{T\,min} + R_{p_{0,2}}^{T\,max}\right]$$

вычисляется по формуле

$$r = \frac{(\sigma_F)_{max} - 2(\sigma_{aF})}{(\sigma_F)_{max}}. \quad (79)$$

Если коэффициент асимметрии цикла r меньше минус 1 или более 1, то в расчете принимается $r = -1$.

При $(\sigma_F)_{max} > R_{p_{0,2}}^{T\,min}$ и $2(\sigma_{aF}) < \left[R_{p_{0,2}}^{T\,min} + R_{p_{0,2}}^{T\,max}\right]$ коэффициент асимметрии цикла определяется по формуле (79), где $(\sigma_F)_{max}$ заменяется на максимальное напряжение из упругопластического расчета. Допускается использовать формулу

$$r = \frac{R_{p_{0,2}}^{T\,min} - 2(\sigma_{aF})}{R_{p_{0,2}}^{T\,min}}. \quad (80)$$

При одновременном выполнении условий

$$(\sigma_F)_{max} < R_{p_{0,2}}^{T\,min}, |(\sigma_F)_{max} - 2(\sigma_{aF})| > R_{p_{0,2}}^{T\,min} \text{ и } 2(\sigma_{aF}) < \left[R_{p_{0,2}}^{T\,min} + R_{p_{0,2}}^{T\,max}\right],$$

коэффициент асимметрии равен минус 1.

При $2(\sigma_{aF}) \geqslant \left[R_{p_{0,2}}^{T\,min} + R_{p_{0,2}}^{T\,max}\right]$ коэффициент асимметрии определяется по формуле

$$r = -\frac{R_{p_{0,2}}^{T\,max}}{R_{p_{0,2}}^{T\,min}}. \quad (81)$$

6.3.8. Допускаемую амплитуду напряжений для сварного соединения $[\sigma_{aF}]_c$, за исключением сварного соединения с неполным проплавлением, принимают равной

$$[\sigma_{aF}]_c = \varphi_c [\sigma_{aF}], \tag{82}$$

где $[\sigma_{aF}]$ — амплитуда допускаемых условных упругих напряжений, определяемая по расчетной кривой усталости или соответствующей формуле для основного материала при заданном числе циклов;

φ_c — коэффициент снижения допускаемых амплитуд напряжений, зависящий от вида и режимов сварки, свариваемых материалов и термообработки после сварки.

Значения φ_c приведены в работе [1]. Допускается принимать в запас прочности минимальное значение $\varphi_c = 0{,}8$.

6.3.9. Условие прочности проверяется по формуле

$$\sum_{i=1}^{k} \frac{N_i}{[N]_i} = a \leqslant [a_N], \tag{83}$$

где N_i — число циклов i-го типа за время эксплуатации;

k — общее число типов циклов;

$[N]_i$ — допускаемое число циклов i-го типа;

a — накопленное усталостное повреждение, предельное значение которого $[a_N] = 1$.

В общем случае

$$a = \max \left\{ \begin{matrix} a_1 + a_2 + a_3 \\ a_2^* \end{matrix} \right\} \leqslant [a_N], \tag{84}$$

где a_1 — повреждение от эксплуатационных циклов напряжения, на которые не наложены высокочастотные напряжения;

a_2 — повреждения от высокочастотных напряжений при постоянных эксплуатационных напряжениях (стационарные режимы);

a_3 — повреждение от высокочастотных напряжений в течение циклов переменных напряжений на переходных эксплуатационных режимах (a_3^*) и при прохождении резонансных частот (a_3^{**}) в тех же циклах; в этом случае $a_3 = a_3^* + a_3^{**}$;

a_2^* — максимальное повреждение типа a_2, определенное для условий эксплуатации на стационарном режиме с наиболее высоким уровнем вибраций в течение всего проектного срока службы.

Накопленные повреждения a_1, a_2 и a_2^* определяются по формуле (83).

Значения амплитуд и частот при определении повреждений a_2, a_3 принимают в соответствии с рекомендуемым приложением 4.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Справочное

КОНСТРУКЦИИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

1. КОНСТРУКЦИИ ЗАРУБЕЖНЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

1.1. В практике зарубежного парогенераторостроения для АЭС с реакторами, охлаждаемыми водой под давлением (PWR), наиболее широко используются два основных типа парогенераторов: с естественной и с принудительной циркуляцией (прямоточные).

При разработке новых конструкций наблюдается тенденция к уменьшению числа петель циркуляции и увеличению единичной мощности парогенераторов, поскольку при этом уменьшается относительная стоимость тепломеханического оборудования, сокращается протяженность коммуникаций, количество арматуры и насосов. Уменьшение числа петель связано с предъявлением повышенных требований к надежности работы тепломеханического оборудования.

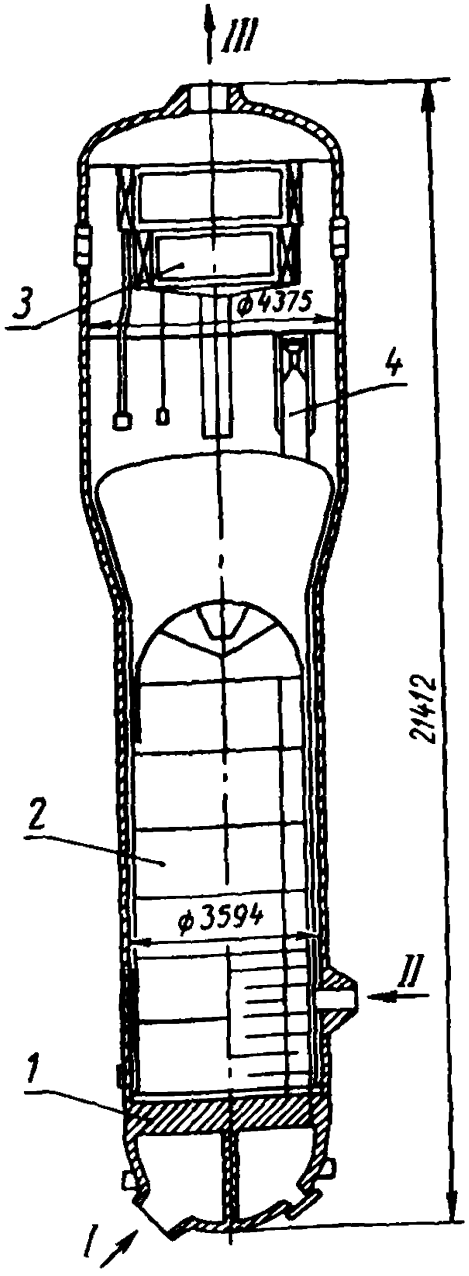
1.2. Вертикальные однокорпусные парогенераторы насыщенного пара с естественной циркуляцией теплоносителя во II контуре разработаны в США фирмой «Вестингауз электрик» для АЭС с реакторами PWR в трех- и четырехпетлевом исполнении электрической мощностью 300 МВт (модель Д) и 350 МВт (модель Е). Парогенератор фирмы «Вестингауз электрик» (модель Е) показан на черт. 1 и состоит из пучка испарителя и двухступенчатого сепаратора. Пучок испарителя набирается из U-образных труб, концы которых закреплены в плоской горизонтальной трубной доске. Трубная доска расположена в нижней части корпуса и образует верхнюю крышку подводящей и отводящей камер теплоносителя I контура.

1.3. Вертикальные однокорпусные парогенераторы большой мощности насыщенного пара с естественной циркуляцией теплоносителя во II контуре разработаны в США фирмой «Комбасчен инжиниринг» для АЭС с реакторами PWR «Система-80» в двухпетлевом исполнении электрической мощностью по 400 МВт. Парогенератор типа «Система-80» показан на черт. 2.

Парогенератор оснащен встроенным экономайзерным участком, позволяющим осуществить распределение потока питательной воды в зависимости от тепловой нагрузки и улучшить характеристики парогенератора в зоне низких температур теплоносителя.

1.4. Вертикальные однокорпусные парогенераторы большой мощности насыщенного пара с естественной циркуляцией теплоносителя во II контуре разработаны в ФРГ фирмой «Дойче Бабкок и Вилькокс» для АЭС с реакторами PWR в двухпетлевом исполнении. Парогенератор АЭС Библис состоит из пучка испарителя, собранного из U-образных труб, и двухступенчатого сепаратора. Трубный пучок помещен в корпус в кольцевом кожухе, чем обеспечивается организация циркуляции. Отличительной особенностью

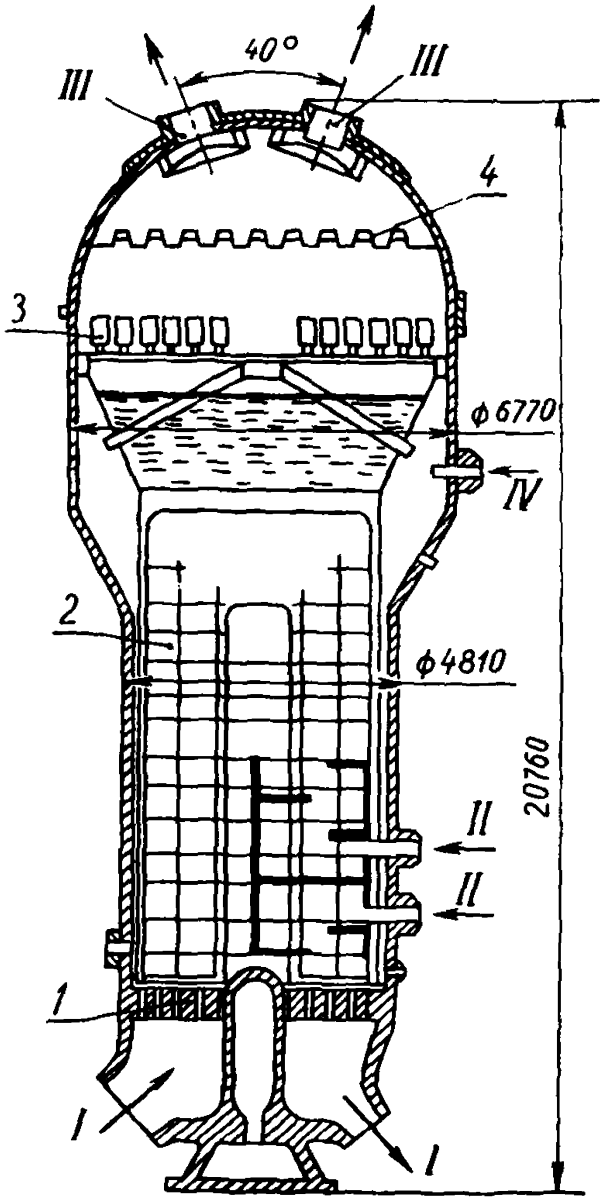
Парогенератор фирмы «Вестингауз электрик» (модель Е)



1 — трубная доска; *2* — трубный пучок; *3*, *4* — сепараторы; *I* — вход теплоносителя I контура; *II* — вход питательной воды; *III* — выход пара

Черт. 1

Парогенератор типа «Система-80» фирмы «Комбасчен инжиниринг»



1 — трубная доска; *2* — трубный пучок; *3* — сепараторы; *4* — осушители; *I* — вход и выход теплоносителя I контура; *II* — вход питательной воды; *III* — выход пара; *IV* — аварийный подвод питательной воды

Черт. 2

этого парогенератора является внутрикорпусное кольцевое дроссельное устройство для регулирования кратности циркуляции.

1.5. Все элементы этих парогенераторов, работающие под давлением, изготовлены из углеродистых или низколегированных сталей. Трубная доска плакирована со стороны теплоносителя никелевым сплавом инконель-600. Трубы парогенераторов изготовлены из сплава инконель-600. Для обеспечения высокой плотности заделки концы труб приварены к наплавке, для придания механической прочности и исключения источников щелевой коррозии трубы развальцовываются взрывом по всей толщине трубной доски. Заделка труб в трубные доски является жесткой.

1.6. Вертикальные однокорпусные прямоточные парогенераторы слабоперегретого пара со встроенным экономайзером разработаны в США фирмой «Бабкок и Вилькокс» для АЭС с реакторами PWR в двухпетлевом исполнении. Парогенератор фирмы «Бабкок и Вилькокс» для АЭС Окони показан на черт. 3 и представляет собой прямотрубный теплообменник, помещенный в прочный корпус. Трубы теплообменного пучка вварены в верхнюю и нижнюю трубные доски. Парогенератор той же фирмы для установки «Бабкок-241» показан на черт. 4 и представляет собой прямотрубный аппарат, выполненный по прямоточному циклу с экономайзерным участком без частичной рециркуляции для предварительного подогрева питательной воды.

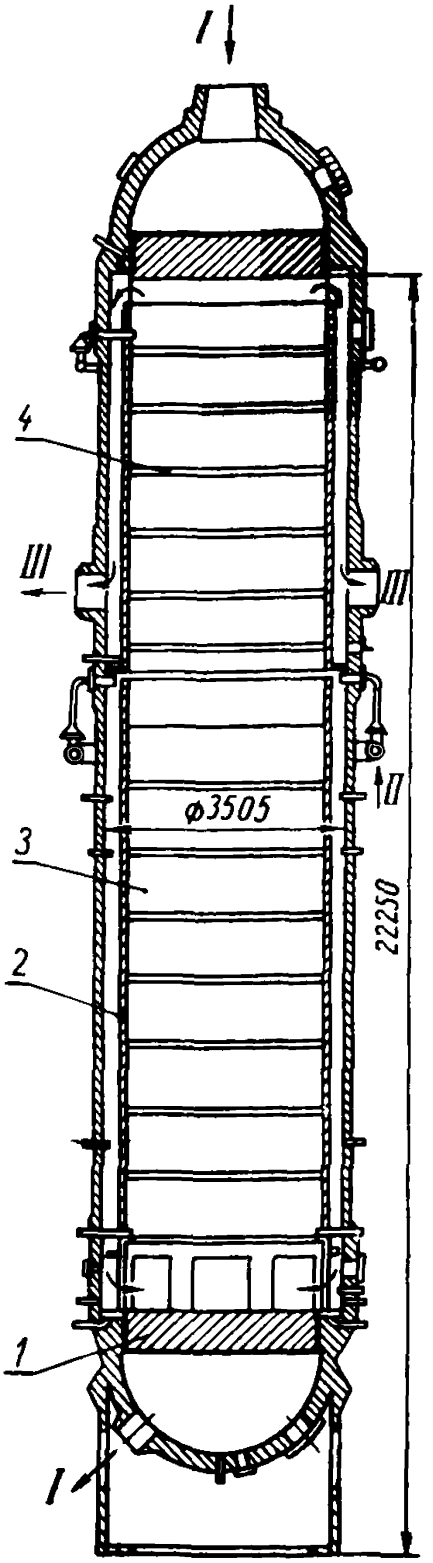
1.7. Вертикальный однокорпусный прямоточный парогенератор разработан во Франции для установки Трепо. В этом парогенераторе с целью улучшения компенсации разности термических деформаций корпуса и трубного пучка применены трубы с волнистыми погибами.

1.8. Способы дистанционирования парогенерирующих труб, применяемые зарубежными фирмами, существенно различаются. Наиболее часто употребляемые виды дистанционирования представлены на черт. 5.

Так, в частности, фирма «Вестингауз» использовала штампованные пластины с овальными отверстиями, длинная ось которых в разных решетках ориентирована в различных направлениях. Фирма «Крафтверк унион» использовала решетки с ромбической ячейкой, собранные из плоских прорезных пластин. Фирма «Бабкок и Вилькокс» в парогенераторе Окони использовала плоские штампованные решетки с круглыми проходными окнами, снабженными тремя выступами, а в настоящее время применяет решетки сотового типа. Фирма «Дойче Бабкок и Вилькокс» устанавливает в шахматном порядке полукруглые решетки, создавая поперечный поток двухфазной смеси. В парогенераторе установки Трепо трубы устанавливают концентрическими слоями от центра к периферии, дистанционируя кольцевыми пластинами, к которым приваривают полые распорки. Полость в распорках служит для прохода теплоносителя.

По вибромеханическим характеристикам все перечисленные виды дистанционирующих устройств близки к шарнирным заделкам.

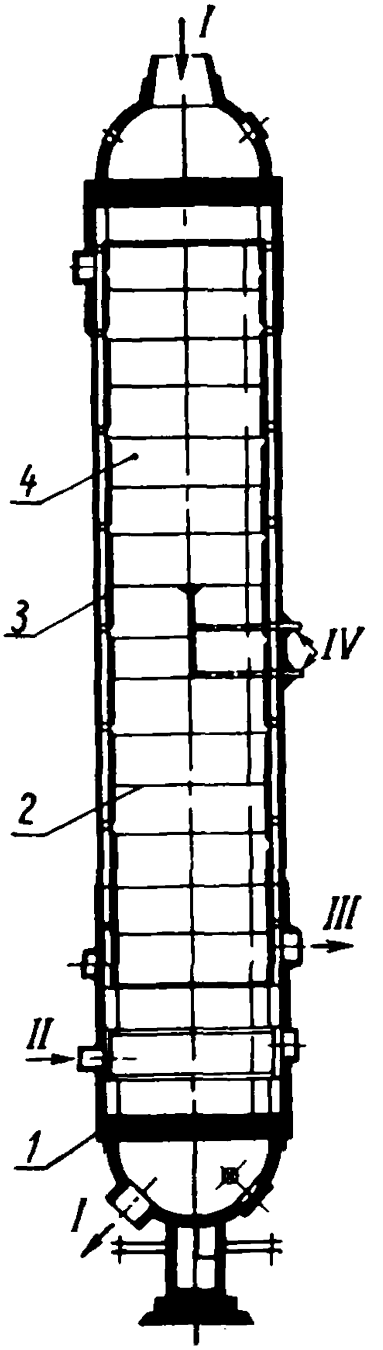
Парогенератор фирмы «Бабкок и Вилькокс» для АЭС Окони



1 — трубная доска; *2* — кожух трубного пучка; *3* — трубный пучок; *4* — дистанционирующие решетки; *I* — вход и выход теплоносителя I контура; *II* — подача питательной воды; *III* — выход пара

Черт. 3

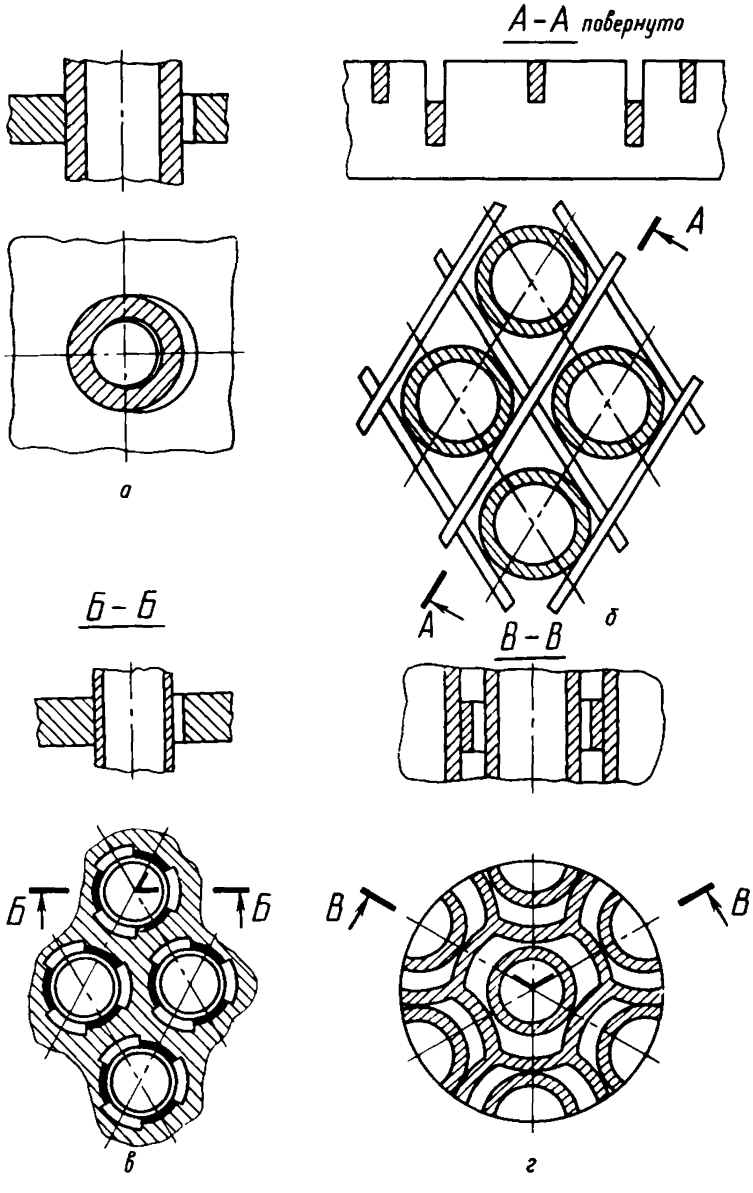
Парогенератор фирмы «Бабкок и Вилькокс» для установки «Бабкок-241»



1 — трубная доска; *2* — дистанционирующие решетки; *3* — кожух трубного пучка; *4* — трубный пучок; *I* — вход и выход теплоносителя I контура; *II* — вход питательной воды; *III* — выход перегретого пара; *IV* — дополнительная подача питательной воды

Черт. 4

Дистанционирование труб в парогенераторах различных фирм



а — «Вестингауз»; *б* — «Крафтверк унион»; *в* — «Бабкок и Вилькокс» (парогенератор Окони); *г* — «Бабкок и Вилькокс»

Черт. 5

2. КОНСТРУКЦИИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

2.1. В СССР разрабатываются два основных типа вертикальных парогенераторов для АЭС с реакторами типа ВВЭР: с естественной и с принудительной (прямоточные) циркуляцией рабочего тела.

2.2. Вертикальные однокорпусные парогенераторы насыщенного пара с естественной циркуляцией рабочего тела во II контуре для АЭС с реакторами ВВЭР-1000 в четырех- и двухпетлевом исполнении электрической мощностью соответственно 250 и 500 МВт (ПГВ-250 и ПГВ-1000) состоят из пучка испарителя и двухступенчатого сепаратора, включающего в себя эффективную циклонную и жалюзийную ступени.

Парогенераторы конструктивно похожи и отличаются геометрическими характеристиками, числом труб и сепараторов. Вид парогенераторов ПГВ-250 двух модификаций представлен на черт. 6.

2.3. Основными конструктивными особенностями парогенераторов с естественной циркуляцией рабочего тела являются исполнение трубных досок первого контура в виде вертикального цилиндрического коллектора, исполнение трубного пучка в виде набора одинаковых ширм или пучка витых труб, а также организация встроенных экономайзерных участков, образованных коробчатыми вытеснителями.

Такие конструктивные решения позволяют достигнуть ряда преимуществ по сравнению с конструкциями зарубежных парогенераторов, в частности исключаются зоны скопления шламов на трубных досках и связанное с этим коррозионное разрушение труб вблизи заделки в трубные доски, упрощается и ускоряется сборка трубного пучка испарителя в результате поширмовой сборки.

Конструкция вертикального парогенератора имеет ряд преимуществ и по сравнению с отечественными горизонтальными парогенераторами большой мощности:

обеспечивается возможность форсирования мощности благодаря наличию встроенных высокоэффективных сепараторов;

коллектор парогенератора постоянно находится под уровнем среды второго контура, что исключает возможность возникновения термоусталостных разрушений;

в ширмах используются трубы с малой разверкой по длине;

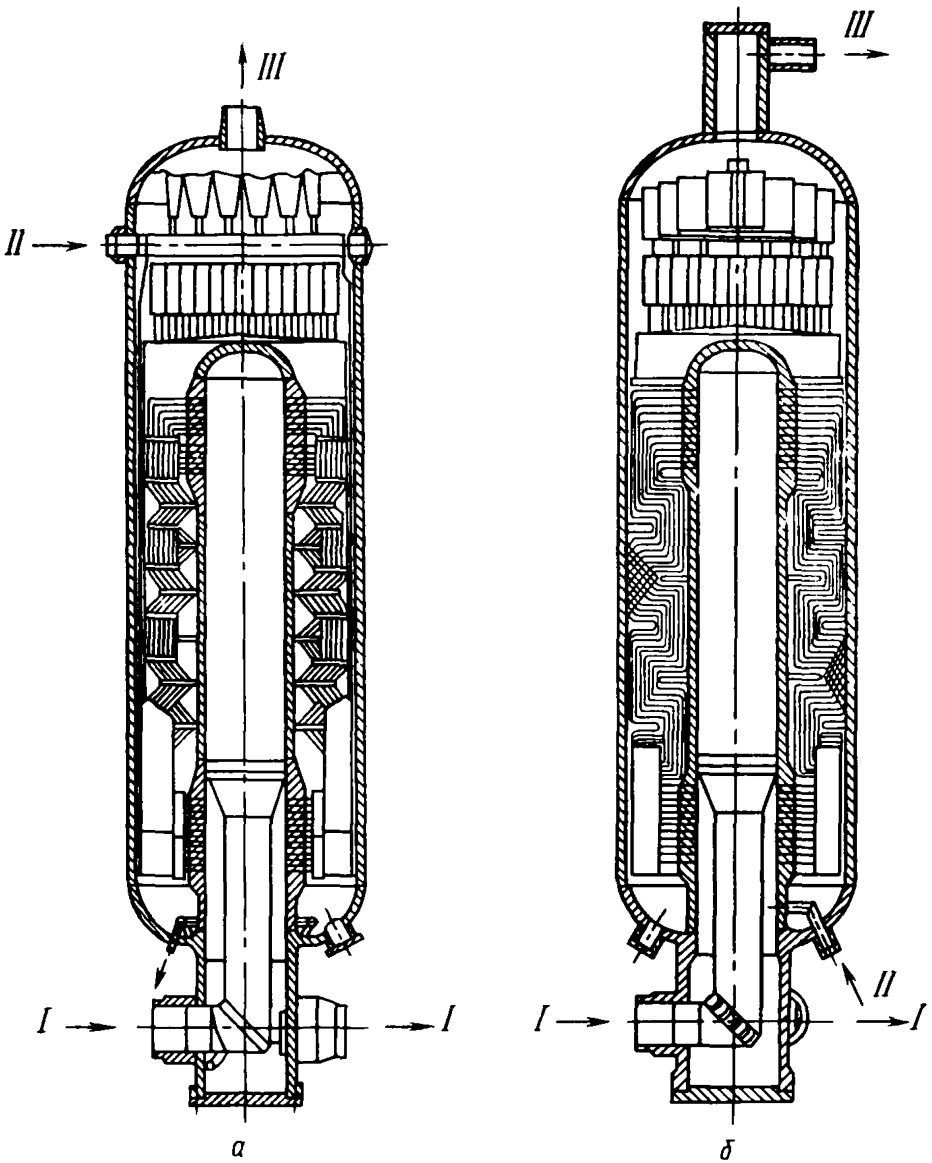
кольцевая выгородка трубного пучка испарителя позволяет организовать движение рабочего тела.

2.4. Трубные пучки вертикальных парогенераторов набирают из бесшовных труб размером $16 \times 1{,}5$ мм из аустенитной стали. При этом могут быть реализованы различные конструкции трубного пучка:

из витых труб постоянного шага и различного диаметра навивки;

из предварительно собранных плоских ширм с V-образными погибами, что позволяет уменьшить также и разверки длин труб;

Парогенераторы ПГВ-250 ширмового типа



а — модификация с плоскими ширмами с V-образными погибами; *б* — модификация с ширмами, имеющими пространственный перегиб

Черт. 6

из предварительно собранных ширм с перегибом вокруг прямой, параллельной оси коллектора, что позволяет получить одинаковую развернутую длину труб;

из предварительно собранных ширм эвольвентного поперечного сечения и др.

2.5. Дистанционирование слоев труб в вертикальных парогенераторах со спиральновитыми пучками осуществляется с помощью вертикальных планок, проложенных между слоями. Планки имеют пазы, угол наклона которых равен углу навивки труб. Планки сварены между собой и с опорными ребрами на коллекторе. На прямых участках дистанционирование осуществляется кольцевыми планками с пазами. Диаметры кольцевых планок равны средним диаметрам навивки соответствующих труб, что обеспечивает свободный проход пара.

2.6. Дистанционирование труб в вертикальных ширмовых парогенераторах производится путем прикрепления труб к полосам из аустенитной стали плоскими, пружинными и проволочными скобами различных конструкций. Полосы располагаются на расстоянии 0,2—0,5 м друг от друга. При этом наружные концы полос приварены к кольцевым бандажам, а внутренние концы полос снабжены штырями, которые совместно с гребенчатыми упорами на коллекторе крепят внутренние погибы ширм.

2.7. Варианты дистанционирования труб в вертикальных парогенераторах насыщенного пара представлены на черт. 7. Концы труб заделаны в коллектор и развальцованы взрывом с последующей обваркой торца. На внутреннюю поверхность коллектора нанесен плакирующий слой аустенитной стали.

2.8. Вертикальные парогенераторы перегретого пара разрабатываются:

с естественной циркуляцией рабочего тела со спиральновитыми пучками или ширмовые (однокорпусные и блочные с выносными сепараторами);

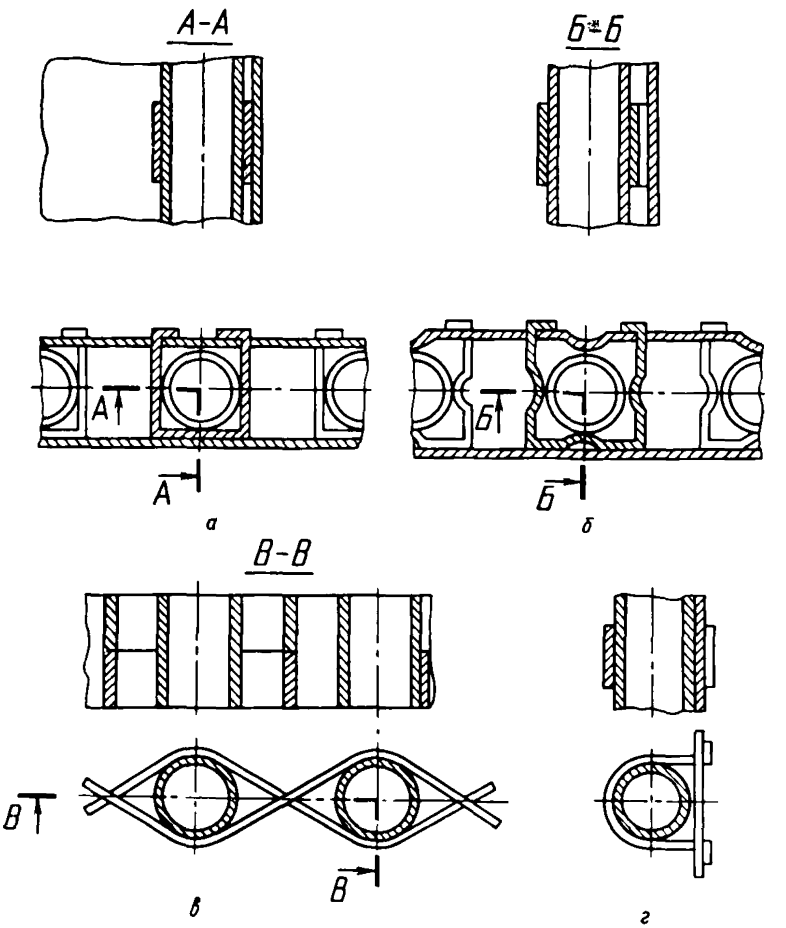
прямоточные со спиральновитыми трубными пучками или ширмовые с теплоносителем I контура в трубах и в межтрубном пространстве;

прямоточные с плоскими верхней и нижней трубными досками (с прямыми, витыми и П-образными трубами).

2.9. Вертикальный парогенератор слабоперегретого пара ПГВП-250 электрической мощностью 250 МВт для энергоблока ВВЭР-1000 представляет собой однокорпусный аппарат с трубным пучком из прямых или витых труб. Генерация пара осуществляется по прямоточной схеме в межтрубном пространстве. Питательная вода подается в нижнюю часть трубного пучка, где организован экономайзерный участок. Подвод питательной воды осуществляется через распределительное устройство. Движение теплоносителя в трубах опускное, вынужденное. Для перегрева пара организован перегревательный участок, который так же, как и эконо-

майзерный, состоит из кассет труб, надетых с зазором на теплообменные трубы.

Дистанционирование труб в вертикальных ширмовых парогенераторах



а — плоскими скобами; *б* — пружинными скобами; *в* — упругими полосами; *г* — проволочными скобами

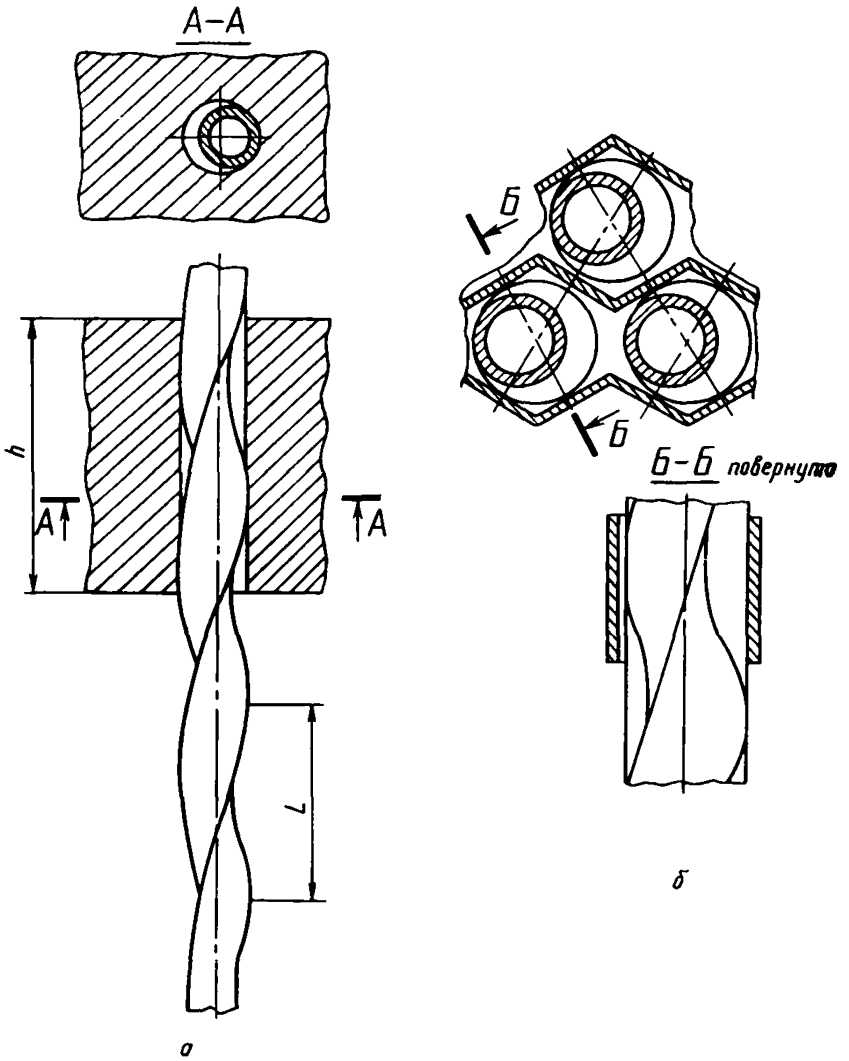
Черт. 7

2.10. Дистанционирование труб в прямоточных парогенераторах со спиральновитыми теплообменными трубами осуществляется так же, как и в парогенераторах насыщенного пара, по п. 2.5.

2.11. Дистанционирование в прямоточных парогенераторах с трубным пучком ширмового типа осуществляется так же, как и в ширмовых парогенераторах насыщенного пара, по п. 2.6.

2.12. Дистанционирование в трубных пучках парогенераторов перегретого пара с плоскими трубными досками имеет ряд особенностей:

Дистанционирование витых труб в прямоточных парогенераторах



а — плоскими трубными досками ($h > L$); *б* — полосами типа «зигзаг»

Черт. 8

прямые и П-образные трубы крепятся в дистанционирующих решетках, набираемых из прорезных планок (см. черт. 5);

витые трубы дистанционируются полосами типа «зигзаг» или в плоских трубных досках толщиной большей, чем шаг навивки труб с отверстиями, диаметр которых равен обсадному диаметру навивки труб. Варианты дистанционирования витых труб представлены на черт. 8.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ТРУБАХ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ПРИ ЗАДАННЫХ АМПЛИТУДАХ ВИБРАЦИЙ

1. Теплообменные трубы парогенераторов можно рассматривать как стержневую систему с двумя защемленными концами (трубные доски или коллекторы), взаимные перемещения которых заданы, и промежуточными опорами (дистанционирующие решетки).

Для расчета стационарных и медленно изменяющихся напряжений в таких системах рекомендуется использовать методики и программы расчета напряжений в трубопроводах (см. РТМ 108.020.01—75).

Для выполнения оценочных расчетов напряжений от действия вибраций по заданным амплитудам колебаний обычно достаточно рассмотреть один пролет трубы (между дистанционирующими решетками). В этом случае в зависимости от характера распределения нагрузки определение напряжений можно производить по известным соотношениям теории стержней.

Например, для прямолинейных труб, находящихся под воздействием равномерно распределенной нагрузки, можно рассмотреть следующие расчетные схемы.

Первая схема. Жесткая заделка — шарнирное опирание (участок трубы между трубной доской или коллектором и первой дистанционирующей решеткой).

Максимальные напряжения в месте защемления трубы можно определить по формуле

$$\sigma_{max} = 24 \frac{y_{l/2} EI}{l_1^2 W_x},$$

где W_x — момент сопротивления;

EI — изгибная жесткость трубы;

l_1 — расстояние между дистанционирующей решеткой и трубной доской;

$y_{l/2}$ — амплитуда вибраций трубы в середине пролета.

Вторая схема. Оба конца трубы шарнирно оперты (участок трубы между дистанционирующими решетками).

Максимальные напряжения в середине пролета определяются по следующей формуле

$$\sigma_{max} = 9{,}6 \frac{y_{l/2} EI}{l_2^2 W_x},$$

где l_2 — расстояние между дистанционирующими решетками.

Третья схема. Концы трубы жестко защемлены (короткие трубы без дистанционирующих элементов).

В этом случае максимальные напряжения в заделках

$$\sigma_{max} = 32 \frac{y_{l/2} EI}{l_3^2 W_x},$$

где l_3 — расстояние между трубными досками.

Как видно из приведенных соотношений, величина максимальных напряжений определяется свойствами вибрирующей трубы и амплитудой вибраций в середине пролета.

Амплитуда вибраций может быть определена как теоретическими, так и экспериментальными методами. Концентрация напряжений в трубах ПГ возникает в местах заделки труб в трубные доски, в местах стыковых швов и швов приварки труб к доскам, в зонах гибов труб. Теоретические коэффициенты концентрации при этом составляют:

для зон заделки труб с развальцовкой и зачеканкой $K_\sigma = 1{,}4 \ldots 1{,}9$;

для стыковых необработанных швов $K_\sigma = 1{,}2 \ldots 1{,}4$;

для зон гиба с учетом уменьшения толщины стенки $K_\sigma = 1{,}1 \ldots 1{,}35$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Рекомендуемое

РАСЧЕТ РЕСУРСА ТРУБ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ ПРИ СЛУЧАЙНЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

1. Исходными данными для расчета являются характеристики нагрузки и усталости материала.

В качестве характеристики нагрузки используется величина среднего напряжения $\sigma_{ср}$ и спектральная плотность вибронапряжений в исследуемой точке, полученные в результате расчета или экспериментально $G_\sigma(\omega)$.

По спектральной плотности напряжений определяются интегральные характеристики нагрузки: интенсивность (среднеквадратическое отклонение) S_σ и эффективный период напряжений, используемые для расчетов ресурса:

$$S_\sigma = \sqrt{\int_0^\infty G_\sigma(\omega)\, d\omega}\ ;$$

$$t_e = 2\pi \sqrt{\frac{\int_0^\infty G_\sigma(\omega)\, d\omega}{\int_0^\infty G_\sigma(\omega)\, \omega^2\, d\omega}}\ .$$

Расчет ресурса труб выполняется для заданной вероятности разрушения. Исходными данными, характеризующими материал, является семейство кривых усталости для заданных вероятностей разрушения, полученных в условиях максимально приближенных к натурным (в среде соответствующего состава, при рабочей температуре, близком к натуре состоянии поверхности и пр.).

При отсутствии данных усталостных испытаний для заданных вероятностей разрушения в качестве медианной кривой (соответствующей вероятности разрушения 50%) используется кривая, полученная обычным способом на малом числе образцов.

При отсутствии данных усталостных испытаний в среде допускается использование кривых усталости, полученных на воздухе, и снижение их ординат в соответствии с коэффициентом $\beta_к$:

$$\beta_к = \frac{\sigma_{-1N_к}}{\sigma_{-1N_в}},$$

где $\sigma_{-1N_к}$ — ограниченный предел усталости для заданного количества циклов N в коррозийной среде;

$\sigma_{-1N_в}$ — аналогичный предел усталости на воздухе.

Рекомендуются следующие значения $\beta_к$:

0,95 — для нержавеющих сталей аустенитного класса;

0,75 — для малоуглеродистых сталей.

Кривые усталости для заданной вероятности разрушения при наличии только одной медианной кривой усталости, полученной экспериментально, строятся в соответствии с рекомендациями ГОСТ 25.504—82.

При отсутствии достаточных данных о разбросе усталостных характеристик рекомендуется строить кривые усталости и выполнять расчетные оценки только для двух вероятностей усталостного разрушения: $p=50\%$ (медианная кривая, полученная по приведенным выше рекомендациям) и $p\approx 0{,}001$ (квантиль нормального распределения $z_p=3$). Последняя кривая для вероятности разрушения, близкой к нулю, характеризует допустимое количество циклов или допустимый ресурс до образования усталостной трещины при заданной амплитуде напряжений.

При отсутствии экспериментальных данных по усталости материала условные кривые усталости для вероятностей разрушения $p=50\%$ и $p\approx 0{,}001$ строятся по расчетным зависимостям, приведенным выше (см. п. 6.3), при значениях коэффициента запаса $n_N=n_\sigma=1$ для $p=50\%$ и $n_N=10$, $n_\sigma=2$ для $p\approx 0{,}001$.

Кривые усталости материала аппроксимируются выражением:

$$\begin{cases} N=N_1\left(\dfrac{R^{\tau}_{-1}}{(\sigma_{aF})}\right)^{m_1} & \text{при } (\sigma_{aF})\geqslant R^{\tau}_{-1};\\ N=N_1\left(\dfrac{R^{\tau}_{-1}}{(\sigma_{aF})}\right)^{m_2} & \text{при } (\sigma_{aF})< R^{\tau}_{-1}, \end{cases}$$

где N_1 — точка перегиба кривой усталости (обычно $2\cdot 10^6$);

R^{τ}_{-1} — предел усталости при $N=N_1$;

(σ_{aF}) — амплитуда напряжений;

m_1, m_2 — показатели наклона кривой усталости в двойных логарифмических координатах.

Для некоторых материалов кривые усталости могут характеризоваться наличием истинного предела выносливости (т. е. $N=\infty$ при $(\sigma_{aF})<R^{\tau}_{-1}$) или отсутствием перегиба ($m_2=m_1$).

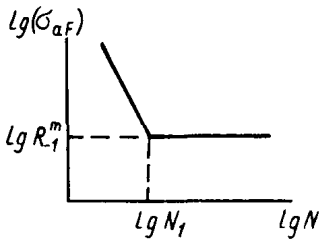
Расчет ресурса труб при вибрациях производится в предположении усеченного рэлеевского закона распределения амплитуд напряжений по формуле

$$t=\frac{N_1 t_e\{1-\exp(-\delta^2/2)\}\,\varkappa_0^{m_1+m_2}}{\varkappa_0^{m_1}\int\limits_0^{\varkappa_0-\varkappa_1}\varkappa(\varkappa+\varkappa_1)^{m_2}\exp(-\varkappa^2/2)\,d\varkappa+\varkappa_0^{m_2}\int\limits_{\varkappa_0-\varkappa_1}^{\delta}\varkappa(\varkappa+\varkappa_1)^{m_1}\exp(-\varkappa^2/2)\,d\varkappa}.$$

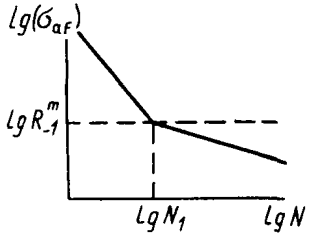
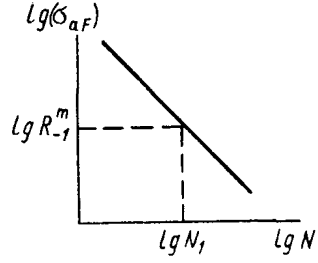
Из этой формулы легко можно получить зависимости для неусеченного закона ($\delta=\infty$), симметричных циклов ($\varkappa_1=0$), а также различных аппроксимаций кривой усталости ($m_2=\infty$ или $m_1=m_2$).

Набор формул для расчета ресурса для трех видов кривой усталости, в которых интегралы выражены через протабулированные функции, представлен в таблице.

Формулы для вычисления долговечности при амплитудах напряжений, распределенных по закону Рэлея

Вид кривой усталости	Постоянные напряжения $\sigma_{ср}$	Долговечность: Усеченный закон с параметром $\delta = (\sigma_{aF})_{max}/S_\sigma$	Долговечность: Неусеченный закон ($\delta = \infty$)
$N = \begin{cases} N_1 \left(\dfrac{R^{\tau}_{-1}}{(\sigma_{aF})}\right)^m \text{ при } (\sigma_{aF}) \geqslant R^{\tau}_{-1} \\ N \to \infty \text{ при } (\sigma_{aF}) < R^{\tau}_{-1} \end{cases}$	$\sigma_{ср} \neq 0$	$\dfrac{N_1 t_e [1 - \exp(-\delta^2/2)]\, \varkappa_0^m}{\sum\limits_{n=0}^{m} C_m^n \varkappa_1^n \cdot 2^{\frac{m-n}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m-n+2}{2}\right)(K-L)}$	$\dfrac{N_1 t_e \varkappa_0^m}{\sum\limits_{n=0}^{m} C_m^n \varkappa_1^n \cdot 2^{\frac{m-n}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m-n+2}{2}\right) K}$
	$\sigma_{ср} = 0$	$\dfrac{N_1 t_e [1 - \exp(-\delta^2/2)]\, \varkappa_0^m}{2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m+2}{2}\right)(M-R)}$	$\dfrac{N_1 t_e \varkappa_0^m}{2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m+2}{2}\right) M}$
$N_1 \left(\dfrac{R^{\tau}_{-1}}{(\sigma_{aF})}\right)^{m_1}$ при $(\sigma_{aF}) \geqslant R^{\tau}_{-1}$ $N_1 \left(\dfrac{R^{\tau}_{-1}}{(\sigma_{aF})}\right)^{m_2}$ при $(\sigma_{aF}) < R^{\tau}_{-1}$	$\sigma_{ср} \neq 0$	$\dfrac{N_1 t_e [1 - \exp(-\delta^2/2)]\, \varkappa_0^{m_1+m_2}}{\varkappa_0^{m_1} \sum\limits_{n=0}^{m_2} C_{m_2}^n \varkappa_1^n \cdot 2^{\frac{m_2-n}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m_2-n+2}{2}\right)(1-A) + \varkappa_0^{m_2} \sum\limits_{n=0}^{m_1} C_{m_1}^n \varkappa_1^n \cdot 2^{\frac{m_1-n}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m_1-n+2}{2}\right)(B-C)}$	$\dfrac{N_1 t_e \varkappa_0^{m_1+m_2}}{\varkappa_0^{m_1} \sum\limits_{n=0}^{m_2} C_{m_2}^n \varkappa_1^n \cdot 2^{\frac{m_2-n}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m_2-n+2}{2}\right) \times (1-A) + \varkappa_0^{m_2} \sum\limits_{n=0}^{m_1} C_{m_1}^n \varkappa_1^n \times 2^{\frac{m_1-n}{2}} \Gamma\left(\dfrac{m_1-n+2}{2}\right) B}$

Продолжение

Вид кривой усталости	Постоянные напряжения $\sigma_{ср}$	Долговечность	
		Усеченный закон с параметром $\delta = (\sigma_{aF})_{max}/S_\sigma$	Неусеченный закон. ($\delta = \infty$)
	$\sigma_{ср} = 0$	$\dfrac{N_1 t_e [1 - \exp(-\delta^2/2)]\, \varkappa_0^{m_1 + m_2}}{\varkappa_0^{m_1} \cdot 2^{\frac{m_2}{2}} \Gamma\left(\frac{m_2+2}{2}\right)(1-D) + \varkappa_0^{m_2} \cdot 2^{\frac{m_1}{2}} \Gamma\left(\frac{m_1+2}{2}\right)(E-F)}$	$\dfrac{N_1 t_e \varkappa_0^{m_1+m_2}}{\varkappa_0^{m_1} \cdot 2^{\frac{m_2}{2}} \Gamma\left(\frac{m_2+2}{2}\right)(1-D) + \varkappa_0^{m_2} \cdot 2^{\frac{m_1}{2}} \Gamma\left(\frac{m_1+2}{2}\right)E}$
$N = N_1 \left(\dfrac{R^{\tau}_{-1}}{(\sigma_{aF})}\right)^m$	$\sigma_{ср} \neq 0$	$\dfrac{N_1 t_e [1 - \exp(-\delta^2/2)]\, \varkappa_0^m}{\sum\limits_{n=0}^{m} C_m^n \varkappa_1^n \cdot 2^{\frac{m-n}{2}} \Gamma\left(\frac{m-n+2}{2}\right)(1-L)}$	$\dfrac{N_1 t_e \varkappa_0^m}{\sum\limits_{n=0}^{m} C_m^n \varkappa_1^n \cdot 2^{\frac{m-n}{2}} \Gamma\left(\frac{m-n+2}{2}\right)}$
	$\sigma_{ср} = 0$	$\dfrac{N_1 t_e [1 - \exp(-\delta^2/2)]\, \varkappa_0^m}{2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)(1-R)}$	$\dfrac{N_1 t_e \varkappa_0^m}{2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)}$

Для расчета по этим формулам следует округлить значения m_1, m_2 до ближайшего целого.

Допускается использовать формулы для неусеченного закона Рэлея ($\delta=\infty$) (см. таблицу), расчет по которым обеспечивает дополнительный запас прочности.

В формулах таблицы введены следующие обозначения:

$$\left.\begin{aligned} A &= P[(x_0-x_1)^2,\ m_2-n+2] \\ B &= P[(x_0-x_1)^2,\ m_1-n+2] \\ C &= P[\delta^2,\ m_1-n+2] \\ D &= P(x_0^2,\ m_2+2) \\ E &= P(x_0^2,\ m_1+2) \\ F &= P(\delta^2,\ m_1+2) \\ K &= P[(x_0-x_1)^2,\ m-n+2] \\ L &= P(\delta^2,\ m-n+2) \\ M &= P(x_0^2,\ m+2) \\ R &= P(\delta^2,\ m+2) \end{aligned}\right\}$$ функции χ^2-распределения Пирсона

$\Gamma\left(\frac{m_1-n+2}{2}\right)$, $\Gamma\left(\frac{m_2-n+2}{2}\right)$, $\Gamma\left(\frac{m_1+2}{2}\right)$, $\Gamma\left(\frac{m_2+2}{2}\right)$, $\Gamma\left(\frac{m-n+2}{2}\right)$, $\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$ — гамма-функции;

C_m^n — число сочетаний из m по n;

$x_0=\frac{R_{-1}^{\mathrm{T}}}{S_\sigma}$ — безразмерная интенсивность переменных напряжений;

$x_1=\frac{\sigma_{\mathrm{ср}}}{S_\sigma}$ — безразмерная интенсивность постоянных напряжений;

$\psi=0{,}05\ldots0{,}3$ — коэффициент, зависящий от соотношений пределов выносливости при симметричном и пульсационном циклах;

$\delta=\frac{(\sigma_{aF})_{\max}}{S_\sigma}$ — параметр усечения рэлеевского закона распределения амплитуд;

$(\sigma_{aF})_{\max}$ — максимальная амплитуда вибронапряжений.

Допускается в запас прочности выполнять оценку ресурса в предположении детерминированного характера процесса по максимальной частоте и максимальной амплитуде вибронапряжений

$$(\sigma_{aF})_{\max}=3S_\sigma.$$

В этом случае расчет производится непосредственно по кривым усталости.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Рекомендуемое

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВРЕЖДЕНИЙ ОТ ДЕЙСТВИЯ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

1. При расчете повреждения от действия высокочастотных напряжений при постоянных эксплуатационных напряжениях a_2 следует учитывать максимальные амплитуды вибронапряжений и соответствующие им частоты, определяющие число циклов для каждой комбинации частота — амплитуда на данном режиме.

2. Асимметрия цикла определяется с учетом среднего напряжения, принимаемого равным постоянному местному напряжению от механических и тепловых нагрузок с учетом остаточных напряжений.

3. Повреждения от действия высокочастотных напряжений в течение циклов переменных напряжений на переходных эксплуатационных режимах a_3^* определяют с учетом дополнительного высокочастотного нагружения в течение цикла низкочастотного эксплуатационного нагружения. Для этой цели определяют частоты, соответствующие трем максимальным амплитудам высокочастотных напряжений без учета концентрации, и проводят расчет значений a_3^* в соответствии с п. 5. В последующем расчете используют только максимальное значение повреждения a_3 из трех полученных.

4. Повреждение a_3^{**} определяется с учетом максимальной амплитуды высокочастотного напряжения и числа циклов, соответствующего времени работы в условиях резонанса. Асимметрия цикла высокочастотного нагружения определяется местным напряжением от действия механических и температурных нагрузок при эксплуатации с учетом остаточных напряжений в середине интервала времени, соответствующего резонансу.

5. Снижение допускаемого числа циклов основного низкочастотного нагружения от $[N]$ до $[N_в]$ за счет сочетания основного циклического нагружения с амплитудой (σ_{aF}) и частотой f_0 и наложенного высокочастотного с амплитудой $<\sigma_a>$ и частотой $<f>$ определяется по формуле

$$[N_в] = \frac{[N]}{\varkappa},$$

где $\varkappa$ — коэффициент снижения долговечности при наложении высокочастотных циклов, используемый при определении повреждения a_3^*.

Для основного цикла нагружения i-го типа повреждение определяют по формуле

$$(a_3^*)_i = \varkappa_i N_i / [N]_i.$$

Коэффициент $\varkappa$ вычисляют по формуле

$$\varkappa = \left(\frac{<f>}{f_0}\right)^{\eta \frac{<\sigma_a>}{(\sigma_a)}},$$

где f_0 — частота основного цикла переменных напряжений, определяемая без учета периода времени, в течение которого происходит наложение дополнительных напряжений на постоянные напряжения;

(σ_a) — амплитуда приведенных напряжений основного цикла без учета концентрации напряжений;

η — коэффициент, зависящий от материала.

Ниже приводятся значения коэффициента η для различных сталей.

Малоуглеродистая $R^{т}_{m} \leqslant 500$ МПа	1,3
Аустенитная $R^{т}_{m} \leqslant 550$ МПа	1,5
Легированная $500 < R^{т}_{m} < 800$ МПа	1,8
Сталь $R^{т}_{m} > 800$ МПа	1,9

При отсутствии экспериментальных данных о коэффициенте η для других материалов принимают $\eta = 2$.

6. Влияние высокочастотного циклического нагружения учитывается при следующих условиях:

отношение амплитуды напряжений $<\sigma_a>$ к амплитуде напряжений (σ_a) находится в интервале

$$0 < \frac{<\sigma_a>}{(\sigma_a)} \leqslant 0{,}5;$$

абсолютное значение максимального и минимального напряжения при двухчастотном нагружении не превышает значения $(0{,}2 \cdot 10^{-2} E^{т} + R^{т}_{p0,2})$ при расчетной температуре;

отношение $<f>/f_0$ не превышает $5 \cdot 10^6$;

число циклов с амплитудой $<\sigma_a>$ в пределах времени, в течение которого на переменные напряжения накладываются высокочастотные, превышает 10.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ВИБРАЦИЙ РАЗЛИЧНЫХ УЧАСТКОВ ТЕПЛООБМЕННОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Расчет вибраций вертикальных парогенераторов производился по формулам настоящего РТМ для следующих участков теплообменной поверхности.

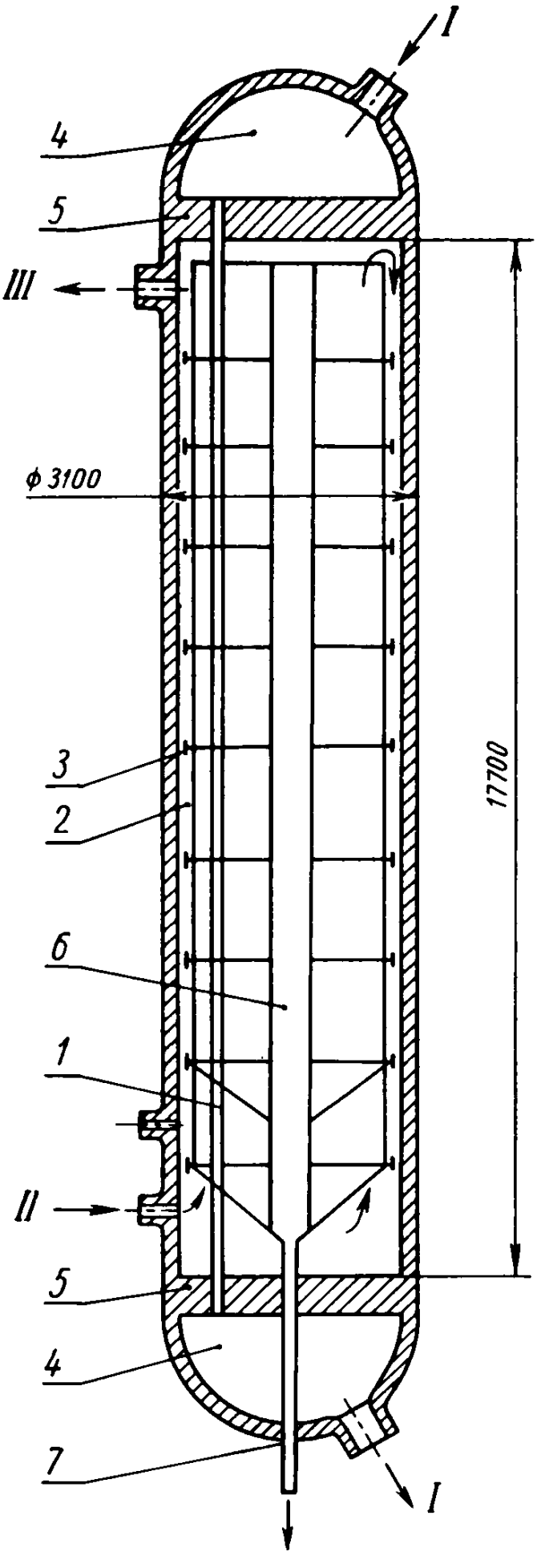
1. Расчет вибраций теплообменных труб вертикального парогенератора перегретого пара на экономайзерном участке.

Схема парогенератора представлена на черт. 1. Теплообменная поверхность выполнена из гладких труб. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Норма
Внутренний диаметр трубы d, м	$13 \cdot 10^{-3}$
Наружный диаметр трубы D, м	$16 \cdot 10^{-3}$
Расстояние между осями труб S_1, S_2, м	$21 \cdot 10^{-3}$
Плотность материала трубы $\rho_т$, кг/м^3	$7{,}8 \cdot 10^3$
Модуль упругости материала трубы E, Н/м^2	$2 \cdot 10^{11}$
Давление среды I контура p_I, Па	$16 \cdot 10^6$
Температура среды I контура t_I, °С	280
Плотность среды I контура ρ_I, кг/м^3	750
Давление среды II контура p_{II}, Па	$7 \cdot 10^6$
Температура среды II контура t_{II}, °С	205
Плотность среды II контура ρ_{II}, кг/м^3	858
Коэффициент Пуассона $\nu_п$	0,25
Динамическая вязкость среды II контура μ_{II}, Н·с/м^2	$1{,}3 \cdot 10^{-4}$
Кинематическая вязкость среды II контура ν_{II}, м^2/с	$0{,}15\ 10^{-6}$
Скорость среды I контура w_I, м/с	3,3
Скорость среды II контура w_{II}, м/с	0,19
Растягивающее усилие осевое T, Н	$-4{,}16 \cdot 10^3$
Длина пролета l, м	1,44
Интенсивность пульсаций давления и скорости среды I контура μ_I	0,04
Интенсивность пульсаций давления и скорости среды II контура μ_{II}	0,08

Схема парогенератора ПГВП-250



I — экономайзерный участок; *2* — кожух трубного пучка; *3* — дистанционирующая решетка; *4* — камера теплоносителя; *5* — трубная доска; *6* — вытеснитель; *7* — продувочная линия; *I* — вход и выход теплоносителя; *II* — подвод питательной воды; *III* — выход пара

Черт. 1

Расчет выполняется в следующей последовательности:

определение вибромеханических характеристик (собственной частоты и декремента колебаний) труб;

проверка возможности возникновения вибраций вследствие гидроупругой неустойчивости;

проверка возможности возникновения вибраций в результате параметрического резонанса вследствие пульсаций скорости и давления в потоке;

расчет вынужденных колебаний труб под действием турбулентных пульсаций.

Расчет собственной частоты и декремента колебаний приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметр	Расчетная формула	Норма
Момент инерции поперечного сечения трубы I, м^4	(1)	$1{,}81 \cdot 10^{-9}$
Изгибная жесткость EI, Н·м^2	—	363
Масса единицы длины трубы $m_т$, кг/м	(3)	0,53
Масса среды первого контура на единицу длины трубы m_I, кг/м	(4)	0,099
Коэффициент присоединенной массы χ	(14)	3,22
Масса среды II контура на единицу длины трубы m_{II}, кг/м	(6)	0,55
Полная масса единицы длины трубы M, кг/м	(2)	1,18
Параметр T^*, Н	(17)	$3{,}53 \cdot 10^3$
Коэффициент λ_1	Табл. 3	3,205
Собственная частота f_1, Гц	(20)	21
Логарифмический декремент колебаний вследствие конструкционного демпфирования $\delta_к$	Принят по черт. 5	0,135
Коэффициент гидродинамического демпфирования одиночной трубы в неограниченном объеме жидкости ζ_0, кг/(с·м)	(22)	0,27
Коэффициент гидродинамического демпфирования в пучке ζ, кг/(с·м)	(28)	1,2
Логарифмический декремент колебаний, обусловленный гидродинамическим демпфированием $\delta_г$	(21)	0,024
Логарифмический декремент колебаний δ	$\delta = \delta_г + \delta_к \sqrt{\frac{m_т}{M}}$	0,13

Возможность возникновения гидроупругой неустойчивости проверяется в табл. 3. Как видим, условие (42) выполняется. Следовательно, гидроупругая неустойчивость невозможна.

Таблица 3

Параметр	Расчетная формула	Норма
Квадрат безразмерной скорости среды первого контура W_I^2	(42)	$6{,}0 \cdot 10^{-3}$
Квадрат безразмерной скорости среды второго контура W_{II}^2	(42)	$3.6 \cdot 10^{-5}$
Безразмерное давление среды первого контура p_I	(42)	6,03
Безразмерное давление среды второго контура p_{II}	(42)	4,01
Безразмерное растягивающее усилие Г	(42)	30
Левая часть соотношения (42)	(42)	$6{,}1 \cdot 10^{-3}$
Правая часть соотношения (42)	(42)	37,8

Определение возможности возникновения параметрического резонанса дается в табл. 4. Условие (48) выполняется. Следовательно, параметрический резонанс невозможен.

Таблица 4

Параметр	Расчетная формула	Норма
Параметр Ψ_I	(49)	$7{,}04 \cdot 10^{-3}$
Параметр Ψ_{II}	(50)	$9{,}36 \cdot 10^{-3}$
Левая часть соотношения (48)	$\psi_I \div \psi_{II}$	0,016
Правая часть соотношения (48)	$2\delta/\pi$	0,1

Расчет максимальной амплитуды вынужденных колебаний труб под действием турбулентных пульсаций приведен в табл. 5.

Таблица 5

Параметр	Расчетная формула	Норма
Безразмерная скорость потока второго контура u	(56)	$1{,}07 \cdot 10^{-2}$
Число Рейнольдса Re	(57)	$1{,}67 \cdot 10^{4}$
Максимальная амплитуда вибраций y_{max}, м	(55)	$1{,}5 \cdot 10^{-6}$

2. Расчет вибраций теплообменных труб вертикального парогенератора перегретого пара на испарительном участке

Схема парогенератора представлена на черт. 1. Теплообменная поверхность выполнена из витых труб. Исходные данные для расчета приведены в табл. 6.

Расчет выполняется в следующей последовательности:

определение вибромеханических характеристик (собственной частоты и декремента колебаний) труб;

определение режима течения, возможных механизмов возбуждения вибраций и гидравлических параметров среды второго контура;

проверка возможности возникновения вибраций вследствие гидроупругой неустойчивости;

проверка возможности возникновения вибраций в результате параметрического резонанса вследствие пульсаций скорости и давления в потоке;

проверка возможности возникновения вибраций в результате параметрического резонанса вследствие пульсаций плотности потока;

расчет вынужденных колебаний труб в двухфазном потоке.

Ввиду того, что этапы определения вибромеханических характеристик труб и проверки возможности возникновения вибраций в результате гидроупругой неустойчивости и параметрического резонанса вследствие пульсаций скорости и давления подробно рассмотрены в п. 1 настоящего приложения, в данном примере они не описываются. Расчеты показали, что гидроупругая неустойчивость и параметрический резонанс невозможны. Расчетные значения собственной частоты и декремента колебаний приведены в табл. 6.

Таблица 6

Параметр	Норма
Внутренний диаметр трубы d, м	$13 \cdot 10^{-3}$
Наружный диаметр трубы D, м	$16 \cdot 10^{-3}$
Расстояние между осями труб S_1, S_2, м	$21 \cdot 10^{-3}$
Плотность материала трубы $\rho_т$, кг/м^3	$7{,}8 \cdot 10^3$
Модуль упругости материала трубы E, Н/м^2	$2 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона $\nu_п$	0,25
Давление среды I контура p_I, Па	$16 \cdot 10^6$
Температура среды I контура t_I, °С	300
Плотность среды I контура ρ_I, кг/м^3	735
Давление среды II контура p_{II}, Па	$7 \cdot 10^6$
Температура среды II контура t_{II}, °С	285
Плотность жидкости во втором контуре ρ'_{II}, кг/м^3	739

Продолжение табл. 6

Параметр	Норма
Плотность пара во II контуре ρ''_{II}, кг/м³	37
Скорость среды I контура w_I, м/с	3,3
Скорость циркуляции среды II контура w_0, м/с	0,19
Расходное объемное газосодержание β	0,65
Истинное объемное газосодержание φ	0,54
Растягивающее осевое усилие T, Н	$-4{,}16 \cdot 10^3$
Длина пролета l, м	1,44
Собственная частота f_1, Гц	23,0
Логарифмический декремент колебаний δ	0,16

Определение гидравлических параметров среды второго контура производится в табл. 7.

Таблица 7

Параметр	Расчетная формула	Норма
Относительная плотность γ_0	(30)	20
Граничное паросодержание $\beta_{гр}$	(29)	0,79
Режим течения	—	Снарядный
Скорость потока второго контура w_{II}, м/с	(32)	0,5
Скорость движения паровых снарядов w_c, м/с	(33)	0,72
Длина жидкостной пробки $l_{пр}$, м	(34)	0,14
Длина парового снаряда $l_{сн}$, м	(35)	1,72
Длина газожидкостной структуры L, м	(36)	1,86
Характерная частота пульсаций f_0, Гц	(37)	0,39
Плотность жидкостной пробки $\rho_{пр}$, кг/м³	(38)	661
Плотность парового снаряда $\rho_{сн}$, кг/м³	(39)	184
Характерный период пульсаций T_ρ, с	(40)	2,56

Возможность возникновения параметрического резонанса проверяется в табл. 8. Условие (53) не выполняется. Следовательно, параметрический резонанс невозможен. Расчет вынужденных колебаний в двухфазном потоке представлен в табл. 9.

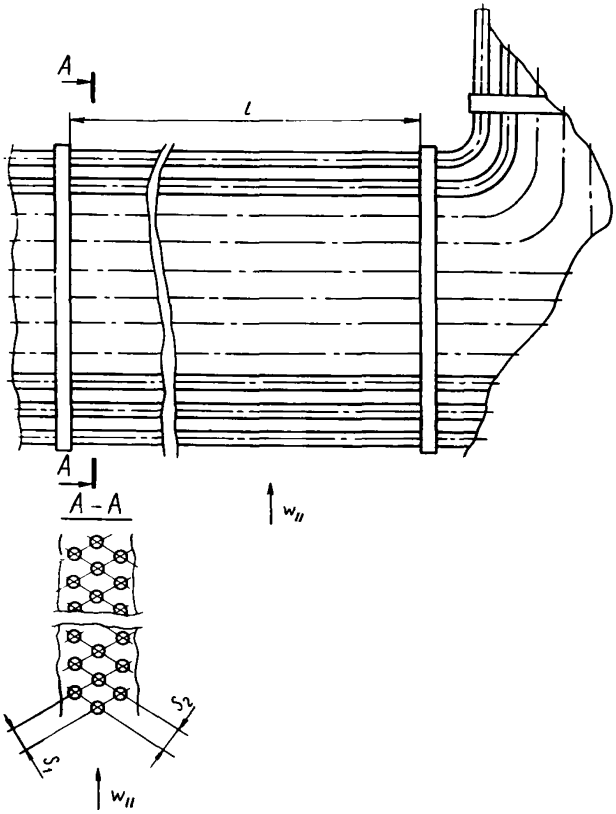
Таблица 8

Параметр	Расчетная формула	Норма
Параметр H	(54)	0,75
Параметры μ_j:		
μ_1	Табл. 5	0,040
μ_2	»	0,013
μ_3	»	0,006
μ_4	»	0,006
Правая часть соотношения (53)	(53)	0,051

Таблица 9

Параметр	Расчетная формула	Норма
Частота гидродинамической силы f_p, Гц	(63)	4,16
Коэффициент динамичности $\varkappa$	(59)	1,03
Максимальная амплитуда вибраций y_{max}, м	(61)	$2{,}8 \cdot 10^{-6}$

Схема участка ширмовой поверхности



Черт. 2

3. Расчет вибраций участка ширмовой поверхности парогенератора насыщенного пара.

Рассматривается участок ширмовой поверхности, ограниченный дистанционирующими планками (черт. 2). Исходные данные для расчета приведены в табл. 10.

Таблица 10

Параметр	Норма
Внутренний диаметр трубы d, м	$13 \cdot 10^{-3}$
Наружный диаметр трубы D, м	$16 \cdot 10^{-3}$
Расстояние между осями труб S_1, S_2, м	$23 \cdot 10^{-3}$
Длина пролета l, м	0,8
Общее количество пролетов	6
Плотность материала трубы $\rho_т$, кг/м^3	$7{,}8 \cdot 10^3$
Модуль упругости материала трубы E, Н/м^2	$2 \cdot 10^{11}$
Давление среды I контура p_I, Па	$16 \cdot 10^6$
Температура среды I контура t_I, °С	300
Плотноть среды I контура ρ_I, кг/м^3	730
Давление среды II контура p_{II}, Па	$7 \cdot 10^6$
Температура среды II контура t_{II}, °С	200
Плотность среды II контура ρ_{II}, кг/м^3	870
Скорость среды I контура w_I, м/с	5,5
Скорость среды II контура w_{II}, м/с	1,4
Растягивающее осевое усилие T, Н	0
Динамическая вязкость среды II контура μ_{II}, Н·с/м^2	$1{,}3 \cdot 10^{-4}$
Кинематическая вязкость среды II контура ν_{II}, м^2/с	$1{,}16 \cdot 10^{-6}$

Расчет выполняется в следующей последовательности:

определение вибромеханических характеристик (собственной частоты и декремента колебаний) труб;

проверка возможности гидроупругого возбуждения вибраций;

расчет максимальной амплитуды вибраций труб при турбулентном и вихревом возбуждении.

Расчет собственной частоты и декремента колебаний приведен в табл. 11.

Таблица 11

Параметр	Расчетная формула	Норма
Момент инерции поперечного сечения трубы I, м^4	(1)	$1{,}81 \cdot 10^{-9}$
Изгибная жесткость EI, Н·м^2	—	363
Масса единицы длины трубы $m_т$, кг/м	(3)	0,53
Коэффициент присоединенной массы χ	(14)	2,56

Продолжение табл. 11

Параметр	Расчетная формула	Норма
Масса среды I контура на единицу длины трубы m_I, кг/м	(4)	0,098
Присоединенная масса среды II контура на единицу длины трубы m_{II}, кг/м	(6)	0,45
Полная масса единицы длины трубы M, кг/м	(2)	1,08
Схема закрепления	Принята	Шарнирное опирание
Коэффициент λ_1	Табл. 1	3,14
Параметр T^*, Н	(18)	$4.5 \cdot 10^3$
Параметр T, Н	(19)	$0,35 \cdot 10^3$
Собственная частота f_1, Гц	(16)	45
Логарифмический декремент колебаний вследствие конструкционного демпфирования $\delta_к$	Черт. 3	0,11
Коэффициент гидродинамического демпфирования одиночной трубы в неограниченном объеме жидкости ζ_0, кг/(с·м)	(22)	0,41
Коэффициент гидродинамического демпфирования в пучке ζ, кг/(с·м)	(28)	1,3
Логарифмический декремент колебаний, обусловленный гидродинамическим демпфированием $\delta_г$	(21)	0,013
Логарифмический декремент колебаний δ	$\delta = \delta_г + \delta_к \sqrt{\frac{m_т}{M}}$	0,12

Проверка возможности гидроупругого возбуждения производится в табл. 12. Как видно, скорость потока в узком сечении превышает критическую скорость гидроупругого возбуждения. Таким образом, рассматриваемая конструкция является не виброустойчивой и должна быть изменена.

Таблица 12

Параметр	Расчетная формула	Норма
Константа k	(73)	3,24
Критическая скорость гидроупругого возбуждения $\bar{u}^*$, м/с	(72)	1,78
Скорость потока в узком сечении $\bar{u}$, м/с	(65)	4,6

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

Справочное

ПРИМЕР ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ ПРОЧНОСТИ ТРУБ ПАРОГЕНЕРАТОРА

1. Настоящий пример показывает порядок проведения оценки вибрационной прочности труб. В примере условно выбраны геометрия рассчитываемой трубы и параметры ее нагружения, которые соответствуют данным, приведенным в примере расчета в приложении 5.

2. Труба представляет собой восьмипролетную балку, концы которой жестко защемлены. Рассматриваются два участка трубы: экономайзерный (участок трубы до первой дистанционирующей решетки) и пароперегревательный.

3. Предполагается, что число циклов нагружения пуск — стационарный режим — останов равно 1000. В трубе от воздействия перепада температуры между трубками и корпусом возникают напряжения растяжения, изменяющиеся:

— при пуске от 0 (момент времени $\tau=0$) до 60 МПа (момент времени $\tau=\tau_1$) по линейному закону;

— при останове от 60 МПа ($\tau=\tau_2$) до 0 ($\tau=\tau_3$) также по линейному закону.

Напряжения, возникающие в трубах от действия давления, не учитываются.

4. В расчете принято, что вибрации действуют на всех режимах работы оборудования с постоянной амплитудой y_{max}.

5. Оценка вибрационной прочности труб приведена в таблице.

Параметр	Расчетная формула или литературный источник	Норма
1. Материал трубы сталь 08Х14МФ	Задано	—
2. Предел прочности $R^{т}_{m}$ при t=300°С, МПа	»	470
3. Предел текучести $R^{т}_{p_{0,2}}$ при t=300°С, МПа	»	294
4. Относительное сужение z, %	»	50
5. Модуль упругости $E^{т}$ при t=300°С, МПа	»	$2 \cdot 10^5$
6. Изгибная жесткость трубы EI, МПа·м^4	$EI = E\left(\frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64}\right)$	$3{,}63 \cdot 10^{-4}$
7. Масса трубы на единицу длины $m_т$, кг/м	Задано	0,53
8. Расстояние между соседними трубами S, м	»	$21 \cdot 10^{-3}$
9. Частота внешнего возбуждения, вызываемого работой насосов Ω, Гц	»	35
10. Наружный диаметр трубы D, м	»	$16 \cdot 10^{-3}$
11. Толщина стенки трубы h, м	»	$1{,}5 \cdot 10^{-3}$
12. Максимальная амплитуда колебаний y_{max}, м	»	$0{,}2 \cdot 10^{-3}$
13. Частота собственных колебаний f_1, Гц	»	21
14. Длина пролета трубы l, м	»	1,44
15. Напряжение в трубе от воздействия температуры на стационарном режиме $\sigma_т$, МПа	»	60
16. Номинальное допускаемое напряжения $[\sigma_н]$, МПа	$[\sigma_н] = \min\left\{\frac{R^{т}_{m}}{2{,}6};\ \frac{R^{т}_{p\,0,2}}{1{,}5}\right\}$	180
17. Коэффициент отстройки собственных частот K_f	$K_f = \frac{f_1}{\Omega}$, п. 6.2.1 РТМ	0,6; K_f<0,7, следовательно критерий отсутствия резонансных колебаний выполняется
18. Критерий исключения соударения труб	$y_{max} < \frac{S-D}{2}$, п. 6.2.2 РТМ	$y_{max}=1{,}0 \cdot 10^{-3} < 2{,}5 \cdot 10^{-3}$, следовательно соударение труб отсутствует
19. Максимальные напряжения, возникающие в трубе от вибраций $\sigma_{1\,max}$, МПа	На экономайзерном участке $\sigma^{э}_{1\,max} = 24\,\frac{y_{l/2}EI}{l^2 w_x}$;	3,7 (в месте защемления трубы)
	на пароперегревательном участке $\sigma^{п}_{1\,max} = 9{,}6\,\frac{y_{l/2}EI}{l^2 w_x}$	1,48 (в середине пролета). В дальнейшем расчете рассматриваются напряжения только в месте защемления трубы
20. Максимальные главные напряжения в трубе σ_1, σ_2, σ_3, МПа	$\sigma_1 = \sigma^{э}_{1\,max} + \sigma_т$	63,7
	$\sigma_2 = 0$	0
	$\sigma_3 = 0$	0
21. Максимальные приведенные напряжения без учета концентрации напряжений $(\sigma)_{ij}$, МПа	$(\sigma)^{max}_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2)$	63,7
	$(\sigma)^{max}_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3)$	0
	$(\sigma)^{max}_{13} = (\sigma_1 - \sigma_3)$	63,7
		Приведенные напряжения определены для момента времени $\tau=\tau_1$
22. Минимальные приведенные напряжения без концентрации напряжений $(\sigma)^{min}_{ij}$	$(\sigma)^{min}_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2)$	−3,7
	$(\sigma)^{min}_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3)$	0
	$(\sigma)^{min}_{13} = (\sigma_1 - \sigma_3)$	−3,7
		Приведенные напряжения определены для момента времени $\tau=0$
23. Максимальный размах приведенных напряжений $(\sigma)_{RK}$, МПа	$(\sigma)_{RK} = (\sigma)^{max}_{12} - (\sigma)^{min}_{12}$	67,4

Продолжение

Параметр	Расчетная формула или литературный источник	Норма
24. Оценка напряжений по группам категорий напряжений:	[1]	
1-я группа $(\sigma)_1$		Не проводится
2-я группа $(\sigma)_2$ (в данном случае общие изгибные напряжения)	$(\sigma)_2 < 1{,}3\,[\sigma_н]$	$(\sigma)_2$=3,7 МПа<234 МПа (условие прочности выполняется)
3-я группа $(\sigma)_{RK}$ (в данном случае общие изгибные напряжения и напряжения компенсации растяжения)	$(\sigma)_{RK} < 2{,}5\,[\sigma_н]$	$(\sigma)_{RK}$=67,4 МПа<450 МПа (условие прочности выполняется)
25. Коэффициент концентрации напряжений в месте защемления трубы K_σ	Приложение 3 РТМ	1,5
26. Максимальные напряжения с учетом концентрации σ_1^*, σ_2, σ_3, МПа	$\sigma_1^* = K_\sigma \sigma_{1\max} + \sigma_т$ $\sigma_2 = 0$ $\sigma_3 = 0$	65,6 0 0 — Для момента времени $\tau=\tau_1$
27. Минимальные напряжения с учетом концентрации σ_1^*, σ_2, σ_3, МПа	$\sigma_1^* = K_\sigma \sigma_{1\max}$ $\sigma_2 = 0$ $\sigma_3 = 0$	5,6 0 0 — Для момента времени $\tau=0$
28. Оценка вибрационной прочности по условиям исключения усталостного разрушения труб	Раздел 6.3 РТМ	
28.1. Повреждаемость от эксплуатационных циклов нагружения, на которые не накладываются вибрации a_1	Задано	0
28.2. Повреждаемость от высокочастотных напряжений при постоянных эксплуатационных напряжениях a_2		
Максимальные приведенные напряжения данного цикла $(\sigma)_{ij}^{\max}$, МПа	$(\sigma)_{12}^{\max} = (\sigma_1^* - \sigma_2)$ $(\sigma)_{23}^{\max} = (\sigma_2 - \sigma_3)$ $(\sigma)_{13}^{\max} = (\sigma_1^* - \sigma_3)$	65,6 0 65,6
Минимальные приведенные напряжения цикла $(\sigma)_{ij}^{\min}$, МПа	$(\sigma)_{12}^{\min} = (\sigma_1^* - \sigma_2)$ $(\sigma)_{23}^{\min} = (\sigma_2 - \sigma_3)$ $(\sigma)_{13}^{\min} = (\sigma_1^* - \sigma_3)$	54,4 0 54,4
Максимальная амплитуда приведенных напряжений в цикле $(\sigma_{aF})_к$, МПа	$(\sigma_{aF})_к = \dfrac{\left\lvert (\sigma_1^* - \sigma_2)_{\max} - (\sigma_1^* - \sigma_2)_{\min} \right\rvert}{2}$	$\dfrac{65{,}6 - 54{,}4}{2} = 5{,}6$
Число циклов данного типа за время эксплуатации N_2	Задано	$3{,}05 \cdot 10^{10}$
Коэффициент асимметрии данного цикла напряжений r	$r = \dfrac{(\sigma_F)_{\max} - 2(\sigma_{aF})}{(\sigma_F)_{\max}}$	$\dfrac{65{,}6 - 11{,}2}{65{,}6} = 0{,}829$
Предел выносливости $R^т_{-1}$ МПа	$R^т_{-1} = 0{,}4\,R^т_m$	188
Коэффициент запаса прочности по напряжениям n_σ	[1]	2
Коэффициент запаса по числу циклов n_N	[1]	10
Показатель степени m	[1]	0,5
Показатель степени m_e	$m_e = 0{,}132 \lg \dfrac{R^т_m}{R^т_{-1}} \left(1 + 1{,}4 \cdot 10^{-2} z^т\right)$	$0{,}8929 \cdot 10^{-1}$

Продолжение

Параметр	Расчетная формула или литературный источник	Норма
Характеристика пластичности e_c^{τ}	$e_c^{\tau} = 1{,}151\lg\frac{100}{100 - z_c^{\tau}}$	$0{,}3462\ (z_c^{\tau} = z^{\tau})$
Предельное упругое напряжение R_c^{τ}, МПа	$R_c^{\tau} = R_m^{\tau}$	470
Расчет кривой усталости (допускается использовать кривые усталости $[\sigma_{aF}]$ [1])	(75)	290,4 при $N=10^4$, 154,7 при $N=10^5$, 102 при $N=10^6$, 61,4 при $N=10^8$, 41,4 при $N=10^{10}$, 28,2 при $N=10^{12}$
	(76)	309,5 при $N=10^4$, 204 при $N=10^5$, 153,5 при $N=10^6$, 100,6 при $N=10^8$, 68,4 при $N=10^{10}$, 46,4 при $N=10^{12}$
По рассчитанной кривой усталости определяем допускаемое число циклов $[N]_2$	Для $(\sigma_{aF})_к = 5{,}6$ МПа	Пересечения с кривой нет, поэтому считаем, что $[N]_2 = 10^{12}$ (формула (75) справедлива до $N \leqslant 10^{12}$)
Повреждаемость от высокочастотных напряжений при постоянных эксплуатационных напряжениях a_2	$a_2 = \frac{N_2}{[N]_2}$	$\frac{3{,}05\cdot10^{10}}{10^{12}} = 3{,}05\cdot10^{-2}$
28.3. Повреждение типа a_2, определенное для условий эксплуатации на стационарном режиме с наиболее высоким уровнем вибраций в течение всего проектного срока службы a_2^*		
Максимальная амплитуда приведенных напряжений для данного цикла $(\sigma_{aF})_к$, МПа	$(\sigma_{aF})_к = \frac{\left((\sigma)_{12}^{\max} - (\sigma)_{12}^{\min}\right)}{2}$	5,6
Число циклов данного типа за все время эксплуатации N_3	Задано	$3{,}31\cdot10^{10}$
Коэффициент асимметрии данного цикла напряжений r	$r = \frac{(\sigma_F)_{\max} - 2(\sigma_{aF})}{(\sigma_F)_{\max}}$	0,829
Допускаемое число циклов $[N]_3$ (используем кривую усталости, рассчитанную в п. 28.2)	Для $(\sigma_{aF})_к = 5{,}6$	$[N]_3 = 10^{12}$
Повреждаемость рассматриваемого цикла a_2^*	$a_2^* = \frac{N_3}{[N]_3}$	$\frac{3{,}31\cdot10^{10}}{10^{12}} = 3{,}31\cdot10^{-2}$
28.4. Повреждение от высокочастотных напряжений в течение циклов переменных напряжений на переходных эксплуатационных режимах a_3	$a_3 = a_3^* + a_3^{**}$	$a_3^{**} = 0$ (в данном случае)
Максимальные приведенные напряжения для основного цикла (разогрев — расхолаживание) $(\sigma)_{ij}^{\max}$, МПа	$(\sigma)_{12}^{\max} = (\sigma_1 - \sigma_2)$	60
	$(\sigma)_{23}^{\max} = 0$	0
	$(\sigma)_{13}^{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)$	60
Минимальные приведенные напряжения для основного цикла (разогрев — расхолаживание) $(\sigma)_{ij}^{\min}$, МПа	$(\sigma)_{12}^{\min} = 0$	0
	$(\sigma)_{23}^{\min} = 0$	0
	$(\sigma)_{13}^{\min} = 0$	0

Продолжение

Параметр	Расчетная формула или литературный источник	Норма
Максимальная амплитуда приведенных напряжений для данного цикла $(\sigma_{aF})_к$, МПа	$(\sigma_{aF})_к = \frac{\left((\sigma)_{12}^{max} - (\sigma)_{12}^{min}\right)}{2}$	30
Амплитуда напряжений от высокочастотных вибраций $<\sigma_a>$, МПа	П. 28.3	5,6
Коэффициент, зависящий от материала, η	Приложение 4	1,54
Частота высокочастотных вибраций $<f>$, Гц	Задано	35
Частота основного цикла переменных напряжений, определяемая без учета периода времени, в течение которого происходит наложение дополнительных напряжений на постоянные напряжения f_0, Гц	»	$1{,}38 \cdot 10^{-5}$
Коэффициент снижения долговечности при наложении высокочастотных циклов $\varkappa$	$\varkappa = \left(\frac{<f>}{f_0}\right)^{\eta \frac{<\sigma_a>}{\sigma_a}}$	$\left(\frac{35}{1{,}38 \cdot 10^{-5}}\right)^{1{,}54 \frac{5{,}6}{30}} = 69{,}34$
Коэффициент асимметрии данного цикла r	$r = \frac{(\sigma_F)_{max} - 2(\sigma_{aF})}{(\sigma_F)_{max}}$	0
Расчет кривой усталости $[\sigma_{aF}]$	(75)	328,1 при $N = 10^4$, 180,9 при $N = 10^5$, 102,8 при $N = 10^6$, 68,1 при $N = 10^8$, 45,3 при $N = 10^{10}$, 29,9 при $N = 10^{12}$
	(76)	361,9 при $N = 10^4$, 240,2 при $N = 10^5$, 178,3 при $N = 10^6$, 112 при $N = 10^8$, 73,6 при $N = 10^{10}$, 48,7 при $N = 10^{12}$
По рассчитанной кривой усталости определяем допускаемое число циклов $[N]_4$	Для $(\sigma_{aF})_к = 30$ МПа	$9 \cdot 10^{11}$
Повреждаемость данного цикла a_3	$a_3 = \varkappa \frac{N_i}{[N]_4}$	$\frac{69{,}34 \cdot 10^3}{9 \cdot 10^{11}} = 7{,}7 \cdot 10^{-8}$
28.5. Условие прочности	$a = \max \begin{Bmatrix} a_1 + a_2 + a_3 \\ a_2^* \end{Bmatrix} < 1$	$a = \max \begin{Bmatrix} 0 + 3{,}05 \cdot 10^{-2} + 7{,}7 \cdot 10^{-8} \\ 3{,}31 \cdot 10^{-2} \end{Bmatrix} = 3{,}31 \cdot 10^{-2} < 1,$ и следовательно, циклическая прочность труб парогенератора обеспечена

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Справочное

ПЕРЕЧЕНЬ РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок ПиНАЭ Г-7-002-86, ч. I—IV.

2. РД 5.084—84. Аппараты теплообменные судовые. Методика расчета автоколебаний трубных пучков. Методические указания. — Введен с 01.07.85.

3. РТМ 108.031.05—84. Оборудование теплообменное АЭС. Расчет тепловой и гидродинамический. — Введен с 01.07.85.

4. Фокин Б. С., Гольдберг Е. Н. Связь вибраций трубчатых элементов энергооборудования с динамическими характеристиками двухфазного потока. — Теплоэнергетика, 1979, № 7.

5. Фокин Б. С., Гольдберг Е. Н., Аксельрод А. Ф. Вибрации теплообменных труб в завихренном однофазном потоке. — Энергомашиностроение. 1984, № 12.

6. Аксельрод А. Ф., Фокин Б. С. Экспериментальная отработка и расчет вибрационной устойчивости труб вертикального парогенератора. — Энергомашиностроение, 1984, № 12.

7. Вибрация в технике. Справочник под ред. Болотина В. В. М.: Машиностроение, 1980.

8. Самарин А. А. Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. — М.: Энергия, 1979.

9. Махутов Н. А., Каплунов С. М., Прус Л. В. Вибрация и долговечность судового энергетического оборудования. — Л.: Судостроение, 1985.

10. Серенсен С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. — М.: Машиностроение, 1975.

11. Жукаускас А., Улинскас Р., Катинас В. Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб. — Вильнюс: Мокслас, 1984.

12. Федотовский В. С., Синявский В. Ф., Спиров В. С., Кухтин А. Б. Гидродинамическое демпфирование колебаний упругой трубы в продольном потоке. — Вопросы судостроения, 1983, вып. 33, с. 65—71.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

1. **УТВЕРЖДЕН УКАЗАНИЕМ** Министерства энергетического машиностроения от 10.09.86, № АЗ-002/7153

ИСПОЛНИТЕЛИ:

А. Ф. Аксельрод, канд. техн. наук; **Е. Н. Гольдберг**, канд. техн. наук; **Б. С. Фокин**, канд. техн. наук (руководители темы); **Е. Д. Федорович**, канд. техн. наук; **Б. Н. Иванов**, канд. техн. наук; **В. Л. Игнатьева**; **А. С. Солодовников**; **А. В. Судаков**, канд. техн. наук; **С. В. Словцов**; **В. Н. Гребенников**, канд. техн. наук; **В. Г. Пухов**; **В. М. Уласов**; **В. Ф. Синявский**, канд. техн. наук; **В. С. Федотовский**, канд. техн. наук; **В. А. Свядощ**, канд. техн. наук; **И. Г. Драгун**; **Н. А. Махутов**, д-р техн. наук; **С. М. Каплунов**, канд. техн. наук; **А. А. Жукаускас**, д-р техн. наук; **В. И. Катинас**, канд. техн. наук; **Л. В. Смирнов**, канд. физ.-мат. наук; **В. Ф. Овчинников**, канд. физ.-мат. наук; **Н. Б. Эскин**, канд. техн. наук

2. **ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ**

3. **ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО - ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ**

Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта, подпункта, перечисления, приложения
ГОСТ 25.504—82	П. 1, приложение 3
РТМ 108.020.01—75	П. 1, приложение 2

СОДЕРЖАНИЕ

1. Условные обозначения 1
2. Основные положения вибрационного расчета теплообменных труб вертикальных парогенераторов 3
3. Расчет вибромеханических характеристик 6
4. Расчет вибраций труб при продольном обтекании 17
5. Расчет вибраций труб при поперечном и косом обтекании 24
6. Оценка вибрационной прочности труб парогенераторов 29
Приложение 1. Конструкции вертикальных парогенераторов . . . 35
Приложение 2. Расчетное определение напряжений в трубах парогенераторов при заданных амплитудах вибраций . . . 45
Приложение 3. Расчет ресурса труб парогенераторов при случайных напряжениях 47
Приложение 4. Определение повреждений от действия высокочастотных напряжений 52
Приложение 5. Примеры расчета вибраций различных участков теплообменной поверхности парогенераторов 54
Приложение 6. Пример оценки вибрационной прочности труб парогенератора 63
Приложение 7. Перечень рекомендуемой литературы 72

Редактор *Г. Д. Семенова*

Технический редактор *А. Н. Крупенева* Корректор *Л. А. Крупнова*

Сдано в набор 13.05.87. Подписано к печ. 21.12.87. Формат бум. 60×90 1/16.
печ. л. Тираж 180. Заказ 512. Цена 92 коп.

gost.e-ecolog.ru

НПО ЦКТИ. 194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24