

ТЕПЛОТЕХНИКА

Член-корреспондент АН СССР М. А. СТЫРИКОВИЧ и З. Л. МИРОПОЛЬСКИЙ

**ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ПАРОГЕНЕРИРУЮЩИХ ТРУБ НА ИХ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ РЕЖИМ**

В 1949 — 1950 гг. авторами производилось исследование температурных режимов горизонтальных парогенерирующих труб диаметром 56/70 и 40/54 мм (1). Было установлено наличие расслоения паро-водяной смеси в широком диапазоне параметров циркуляции, давлений и тепловых нагрузок, причем перегрев верхней образующей трубы 56/70 мм был значительно выше, чем трубы 40/54 мм при равных значениях локальных тепловых нагрузок и параметров циркуляции. Однако сопоставление этих данных было затруднено, так как условия проведения опытов были неодинаковы: в первом случае ( $d = 56/70$  мм) применялся газовый обогрев трубы на длине около 6000 мм, во втором случае — электрообогрев на длине 300 мм.

Для того чтобы уточнить вопрос о влиянии размеров труб на их температурный режим, в 1951 г. были проведены опыты с трубами диаметром 32/42 и 56/70 мм, обогреваемыми (так же как и в ранее описанных опытах с трубой 40/54 мм) с помощью радиационных электропечей с силитовыми стержнями. Трубы, применявшиеся во всех опытах, были изготовлены из стали 15ХМ и являлись элементами замкнутого циркуляционного контура, описанного в работе (1). При проведении опытов производились измерения температур стенки труб у верхних и нижних образующих в обогреваемой зоне и за ней, тепловых нагрузок  $q$ , скоростей циркуляции  $w_0$ , приведенных скоростей пара  $w'_0$  и жидкости  $w''_0$  в рассматриваемых сечениях. Пределы изменения исследуемых параметров приведены в табл. 1.

Таблица 1

Серия опытов	I	II	III	IV
Вид обогрева . . . . .	Газовый переменный по длине	Электрообогрев, постоянный по длине		
Диаметр трубы, мм . . . . .	56/70	56/70	40/54	32/42
$q$ , $\frac{\text{тыс. ккал}}{\text{м}^2 \text{час}}$ . . . . .	25—125	30, 60, 120	45, 80, 135, 220	30, 110, 230
Длина обогреваемого участка, $l_{об}^*$ , мм	900—5700	600	300	300
$l_{об}/d$ . . . . .	16—102	10,7	7,5	9,4
$p$ , ата . . . . .	36—215	36—182	36—182	36—182
$w_0$ , м/сек . . . . .	0,3—1,0	0,1—0,5	0,2—1,6	0,2—1,6
$w'_0$ при средн. давлениях, м/сек . .	0,6—3,2	0,5—3,0	0,3—6,0	1,5—8,0
$w''_0$ при высок. давлениях, м/сек . .	0,3—1,1	0,3—1,2	0,1—2,5	0,8—3,5

\* В опытах с газовым обогревом терморпары были установлены в шести сечениях трубы, которые отстояли от начала обогрева на расстояние от 900 до 5700 мм. В электропечах длина от начала обогреваемого участка до места установки терморпар  $l_{об}^* = 1/2 l_{об}$ .

В работе (1) приводится уравнение для определения перегрева верхней образующей горизонтальной трубы, выведенное в предположении, что охлаждение верхней части стенки при расслоенных режимах происходит лишь за счет растечки тепла по металлу и теплоотдачи к сухому насыщенному пару. Если ввести дополнительный член, учитывающий орошение стенки жидкостью, и предположить, что при данных  $p$ ,  $q$ ,  $w'_0$  и  $w''_0$  в верхней части трубы, заполненной паром, в единицу времени на единице поверхности стенки испаряется  $G$  кг/м<sup>2</sup>·час влаги, то указанное уравнение примет следующий вид:

$$\Delta t = \frac{q - Gr}{\alpha} \left( 1 - \frac{1}{\operatorname{ch}^{1/2} a \theta} \right), \quad (1)$$

где  $\Delta t$  — разность температур стенки трубы на верхней и нижней образующих в градусах;  $q$  — тепловая нагрузка, отнесенная к внутренней поверхности трубы в ккал/м<sup>2</sup>·час;  $r$  — скрытая теплота испарения жидкости в ккал/кг;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от стенки к пару

в ккал/м<sup>2</sup>·град·час;  $\theta$  — угол, ограничивающий часть окружности трубы, заполненную паром;  $a =$

$$= \sqrt{\frac{\alpha}{4} \frac{d}{\lambda} \left( \frac{d}{\delta} + 1 \right)};$$

$d$  — внутренний диаметр трубы в м;  $\delta$  — толщина стенки трубы в м и  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности металла в ккал/м·град·час.

Отношение перегревов верхних образующих двух труб различных диаметров при равных значениях  $p$ ,  $q$ ,  $w'_0$  и  $w''_0$  (а следовательно, и равных  $\theta$ ) будет равно

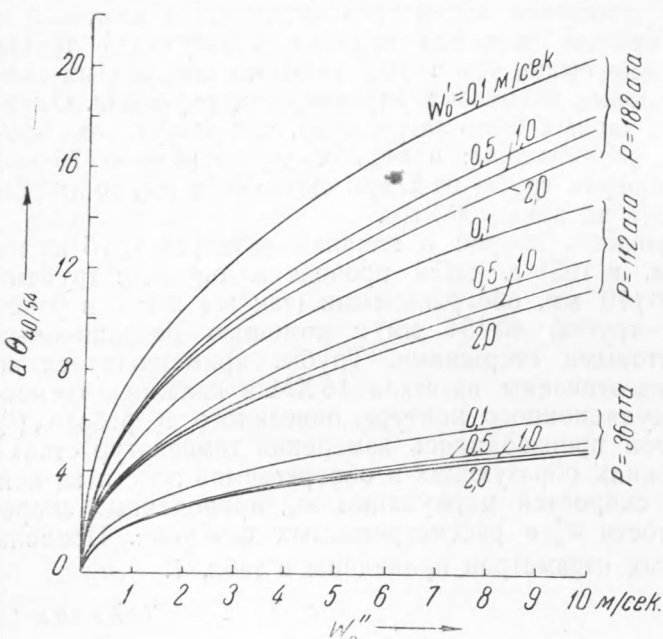


Рис. 1. Значения параметра  $a\theta$  для трубы  $d = 40/54$  мм в зависимости от приведенных скоростей жидкости  $w'_0$  и пара  $w''_0$

$$\frac{\Delta t_{d_1}}{\Delta t_{d_2}} = \frac{\alpha_2 (q - G_1 r) \left( 1 - \frac{1}{\operatorname{ch}^{1/2} a_1 \theta} \right)}{\alpha_1 (q - G_2 r) \left( 1 - \frac{1}{\operatorname{ch}^{1/2} a_2 \theta} \right)}. \quad (2)$$

При равенстве скоростей парового потока

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^{0,2}. \quad (3)$$

Если предположить, что величина  $G$  не зависит от диаметра трубы, то уравнение (2) примет вид

$$\frac{\Delta t_{d_1}}{\Delta t_{d_2}} = \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{0,2} \frac{1 - \frac{1}{\operatorname{ch}^{1/2} a_1 \theta}}{1 - \frac{1}{\operatorname{ch}^{1/2} a_2 \theta}}, \quad (4)$$

причем для труб, изготовленных из одинакового материала ( $\lambda_1 = \lambda_2$ ), можно написать

$$\frac{a_1}{a_2} = \sqrt[3]{\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^{0,8} \frac{d_1/\delta_1 + 1}{d_2/\delta_2 + 1}}. \quad (5)$$

На рис. 1 приведены графики изменения параметра  $a\theta$  для трубы 40/54 мм в зависимости от приведенных скоростей жидкости  $w'_0$  и пара  $w''_0$ . Пересчет для труб других диаметров может быть произведен по формуле (5); при этом

$$(a\theta)_{56/70} = 1,32 (a\theta)_{40/54}, \quad (6)$$

$$(a\theta)_{32/42} = 0,96 (a\theta)_{40/54}. \quad (7)$$

Если в качестве основы для сравнения принять данные для трубы 40/54 мм, то имеем

$$\frac{\Delta t_{56/70}}{\Delta t_{40/54}} = 1,07 \frac{1 - \frac{1}{\operatorname{ch} 0,66 (a\theta)_{40/54}}}{1 - \frac{1}{\operatorname{ch} 0,50 (a\theta)_{40/54}}}, \quad (8)$$

$$\frac{\Delta t_{32/42}}{\Delta t_{40/54}} = 0,96 \frac{1 - \frac{1}{\operatorname{ch} 0,48 (a\theta)_{40/54}}}{1 - \frac{1}{\operatorname{ch} 0,50 (a\theta)_{40/54}}}. \quad (9)$$

Анализ уравнения (1) показывает, что перегрев верхней образующей трубы при данных значениях  $p$  и  $q$  однозначно определяется двумя параметрами циркуляции. При постоянной приведенной скорости жидкости  $\Delta t$  вначале увеличивается с ростом приведенной скорости пара, вследствие ухудшения условий для растечки тепла по металлу (увеличение угла  $\theta$ ), а затем уменьшается вследствие увеличения  $\alpha$ . Меньшим значениям  $w'_0$  соответствуют большие  $\Delta t$ . Таким образом, каждому значению  $w'_0$ , а следовательно и  $w''_0$ , соответствует некоторое наибольшее значение перегрева верхней образующей  $\Delta t_{\text{пр}}$ .

На рис. 2—4 в координатах  $\Delta t_{\text{пр}}, w_0$  произведено сопоставление всех опытных данных при давлениях 36, 112 и 182 ата и номинальной тепловой нагрузке 100 тыс. ккал/м<sup>2</sup>·час. Для этого использованы данные для трубы 56/70 мм при газовом обогреве с  $q = 75 - 125$  тыс. ккал/м<sup>2</sup>·час (такие нагрузки были в первых двух сечениях, отстоящих от начала обогреваемого участка на расстояние 900—1500 мм) и при электрообогреве с  $q = 120$  тыс. ккал/м<sup>2</sup>·час; для трубы 40/54 мм при  $q = 135$  тыс. ккал/м<sup>2</sup>·час и для трубы 32/42 мм при  $q = 110$  тыс. ккал/м<sup>2</sup>·час. При этом производилось приведение  $\Delta t$ , замеренных при различных тепловых нагрузках, к номинальной нагрузке на основании допущения, что  $\Delta t$  пропорционально  $q$ . Здесь же нанесены расчетные

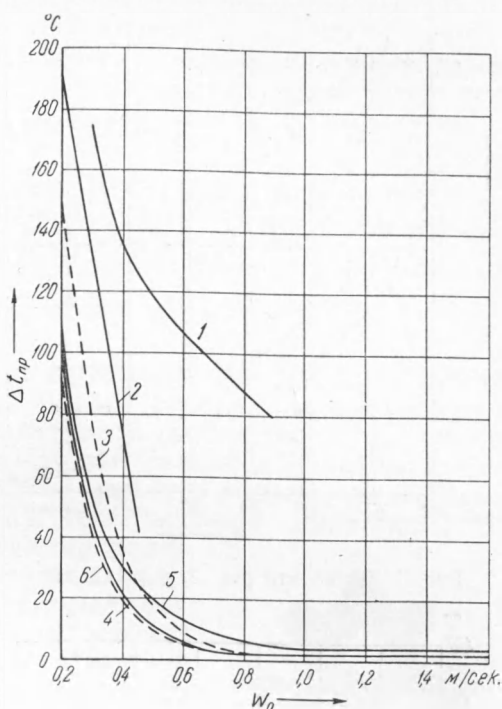


Рис. 2. Наибольший перегрев верхних образующих горизонтальных труб различных диаметров.  $p = 36$  ата;  $q = 100\,000$  ккал/м<sup>2</sup>·час. 1 —  $d = 56/70$  мм,  $l_{06}^T = 900 - 1500$  мм, 2 —  $d = 56/70$  мм,  $l_{06}^T = 300$  мм; 3 —  $d = 56/70$  мм, расчетная кривая; 4 —  $d = 40/54$  мм;  $l_{06}^T = 150$  мм; 5 —  $d = 32/42$  мм,  $l_{06}^T = 150$  мм; 6 —  $d = 32/42$  мм, расчетная кривая

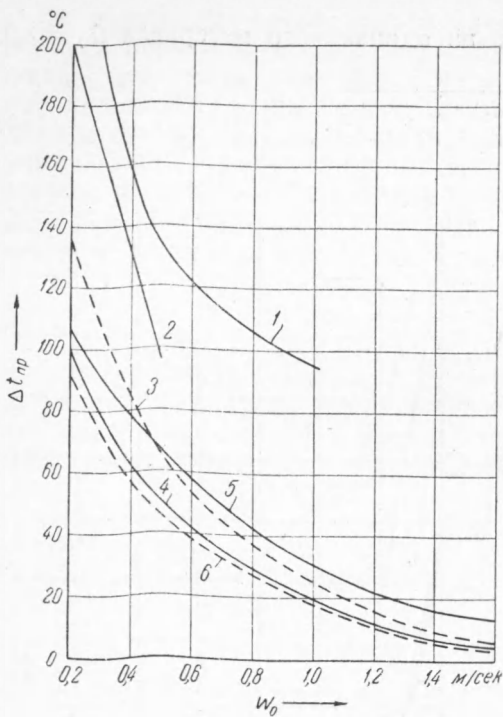


Рис. 3. То же что рис. 2.  $p = 112$  ата

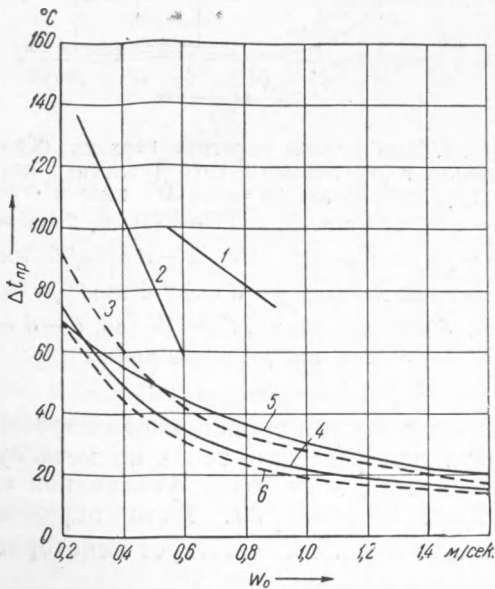


Рис. 4. То же, что рис. 2.  $p = 182$  ата

сечения трубы. В опытах с газовым обогревом это явление сказывалось особенно сильно, так как тепловые нагрузки головных участков были выше, чем последующие.

значения  $\Delta t_{пр}$  для труб 32/42 и 56/70 мм, вычисленные по формулам (8) и (9).

Из рассмотрения рис. 2 — 4 следует, что расчетная величина  $\Delta t_{пр}$  для трубы 32/42 мм близка к таковой для трубы 40/54 мм. Однако замеренные значения  $\Delta t_{32/42}$  оказались несколько выше  $\Delta t_{40/54}$ , в то время как по расчету они должны быть несколько ниже. Это расхождение, небольшое по абсолютной величине, скорее всего можно объяснить некоторыми отклонениями значений  $\lambda$ , состояния поверхности труб и их истинных размеров в месте установки термпар от расчетных, а может быть, и некоторой неоднородностью обогрева по периметру трубы.

Замеренные значения  $\Delta t_{пр}$  для трубы 56/70 мм (кривые 2) оказались заметно выше расчетных. Следует предположить, что это расхождение объясняется тем, что с увеличением внутреннего диаметра трубы уменьшается удельное количество жидкости, орошающей стенку.

Таким образом, допущение, сделанное при выводе формулы (4), что величина  $G$  не зависит от диаметра трубы, может быть принято как первое приближение лишь при небольшой разнице во внутренних диаметрах труб.

Сравнение кривых 1 и 2 (трубы 56/70 мм,  $l_{об}^T = 900$ —1500 и 300 мм) показывает, что при наличии предвключенных обогреваемых участков перегрев верхней образующей при расслоении увеличивается вследствие появления перегретога пара в верхней части

Поступило  
13 V 1952

#### ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

<sup>1</sup> М. А. Стырикович и З. Л. Миропольский, Изв. АН СССР, ОТН, № 10 (1951).