

УДК 532.546

В.В. ГОРИН

*Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина*

## УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОТДАЧИ ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВОДЯНОГО ПАРА В ТРУБАХ

Уравнения для расчета теплоотдачи, базирующиеся на аналогии Кармана между переносом импульса и теплоты были апробированы с использованием экспериментальных данных по конденсации водяного пара в горизонтальных трубках. Результаты сравнения показали их неудовлетворительное согласование, особенно при среднем и низком давлениях. Сделан вывод об отклонении локальной осевой скорости в пленке жидкости от универсального их распределения по Карману. Предложена соответствующая корректировка базовых уравнений.

**теплоотдача, конденсация в каналах, двухфазный поток, падение давления, водяной пар**

### Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Аппараты с конденсацией теплоносителя в трубах широко применяются в энергетических и технологических установках. Это паровые нагреватели воздуха и других газов. Процессы, физически подобные внутритрубной конденсации, имеют место в кожухотрубных аппаратах, в которых фазовый переход происходит в узких межтрубных каналах при продольном течении пара в густых трубных пучках. Особенностью таких аппаратов являются высокие скорости пара, когда пленочная конденсация происходит в конвективном режиме (режиме принудительной циркуляции) и ее интенсивность зависит в основном от массовой скорости  $w_m$  и паросодержания  $x$  двухфазного потока, а влияние температурного напора  $\Delta T$  между средами незначительно или вообще отсутствует.

Одной из наиболее распространенных для расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  при внутритрубной конденсации является методика, предложенная Трависом и Розеноу [1]. При этом пристенный слой жидкости разбивался согласно Т. Карману на ламинарную, буферную и турбулентную зоны. Однако установлено [2, 3], что в двухфазных неадиабатных потоках происходит ускорение пристенной пленки

жидкости паровым ядром ("ламинаризация" потока), обусловленное капельным обменом между ними и вызывающее отклонение профиля осевой скорости в поперечном сечении от универсального закона ее распределения, соответствующего однофазному адиабатному турбулентному потоку, занимающему все сечение канала. **Целью** выполненного исследования является уточнение расчета теплоотдачи при пленочной конденсации водяного пара в трубах в конвективном режиме.

### Разработка уточненного метода расчета теплоотдачи при конденсации водяного пара в трубах и его апробация экспериментальными данными

За исходный метод расчета теплоотдачи при конденсации в трубах был принят метод, приведенный в работе [1]. Этот выбор объясняется тем, что в его основу положено модель двухфазных потоков со скольжением фаз (модель Локкарта–Мартинелли), которая соответствует условиям эксплуатации интенсивных конденсаторов с принудительной (в отличие от естественной – под действием сил гравитации) циркуляцией теплоносителя, когда в результате высоких скоростей парового ядра имеет место его проскальзывание вдоль жидкости пристенного слоя. При этом пограничный слой разбивался в соответ-

ствии с Т. Карманом на ламинарную, буферную и турбулентную зоны. Для последних двух зон турбулентное число Прандтля  $Pr_t$  ( $Pr_t = \varepsilon_m/\varepsilon_q$ , где  $\varepsilon_m$  и  $\varepsilon_q$  – кинематические коэффициенты турбулентного обмена импульсом и теплом) принималось равным 1.

В соответствии с универсальным законом Т. Кармана распределения осевых скоростей профиль относительной осевой скорости  $v_*$  в поперечном сечении канала в каждой из зон определялся зависимостями:

$$\text{ламинарная} \quad 0 < y_* < 5 \quad v_* = y_*; \quad (1)$$

$$\text{буферная} \quad 5 < y_* < 30 \quad v_* = 3,05 + 5 \ln y_*; \quad (2)$$

$$\text{турбулентная} \quad 30 < y_* \quad v_* = 5,5 + 2,5 \ln y_*. \quad (3)$$

Здесь относительные величины:  $v_* = u/u_\tau$ , динамическая скорость  $u_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho_{жс}}$ , расстояние от стенки  $y_* = y \cdot u_\tau/v_{ж}$  или  $\delta_* = \delta \cdot u_\tau/v_{ж}$ .

При этом в ламинарной зоне:  $Pr_t = 0$ ;  $\tau/\tau_w = 1$ ;  $\varepsilon_q/v_{жс} \ll 1$ , т.е.  $\varepsilon_m = 0$ ; в буферной:  $\tau/\tau_w = 1$  и  $\varepsilon_m/v_{жс} = 1$ ; в турбулентной:  $\varepsilon_m/v_{жс} \gg 1$ .

Авторы [1] предложили уравнение для расчета коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = 0,15 \Phi_{ж} \frac{\mu_{жс}}{d} \frac{c_{жс}}{I} Re_{жс}^{0,9}. \quad (4)$$

Параметр Мартинелли для жидкости  $\Phi_{ж}$  рассчитывается по соотношению [4 – 6]

$$\Phi_{ж} = \Phi_{II}/X_{II} = X_{II}^{-1} + 2,85 X_{II}^{-0,48},$$

в котором параметр Мартинелли–Нельсона  $X_{II}$  определяется по формуле

$$X_{II} = \left( \frac{\mu_{жс}}{\mu_n} \right)^{0,1} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \right)^{0,5}.$$

В расчетах вместо  $y_*$  удобнее использовать число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \rho_{ж} (1-x) d / \mu_{жс}.$$

С учетом профиля осевой скорости в разных зонах пограничного слоя согласно формулам (1 – 3) получены значения  $Re_{ж}$ , соответствующие границам зон, и зависимости для расчета интеграла  $I$ , характеризующего термическое сопротивление теплопереносу, в разных зонах [1]:

ламинарная зона  $Re_{ж} < 50$

$$I = 0,707 Pr_{ж} Re_{жс}^{0,5}; \quad (5)$$

буферная зона  $50 < Re_{ж} < 1125$

$$I = 5 Pr_{ж} + 5 Pr_t \ln[1 + Pr_t^{-1} Pr_{ж} (0,0964 Re_{жс}^{0,585} - 1)]; \quad (6)$$

турбулентная зона  $Re_{ж} > 1125$

$$I = 5 Pr_{ж} + 5 Pr_t \ln(1 + 5 Pr_t^{-1} Pr_{ж}) + 2,5 \ln(0,00313 Re_{жс}^{0,812}). \quad (7)$$

Обозначив  $A = 5 Pr_t$  и  $B = Pr_t^{-1}$ , уравнения (6) и (7) представим в виде:

буферная зона  $50 < Re_{ж} < 1125$

$$I = 5 Pr_{ж} + A \ln[1 + B Pr_{ж} (0,0964 Re_{жс}^{0,585} - 1)]; \quad (8)$$

турбулентная зона  $Re_{ж} > 1125$

$$I = 5 Pr_{ж} + 5 A \ln(1 + 5 B Pr_{ж}) + 2,5 \ln(0,00313 Re_{жс}^{0,812}). \quad (9)$$

Согласно методике [1] в буферной и турбулентной зонах  $Pr_t = 1$  и соответственно  $A = 5$  и  $B = 1$ .

Сравнение значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_p$ , рассчитанных по базовой методике [1], включающей три зоны пограничного слоя, с экспериментальными данными по теплоотдаче  $\alpha_s$  при конденсации водяного пара в трубах с внутренним диаметром 10, 13 и 17 мм и давлениях  $P = 1,23; 2,45; 5,87$  и  $8,83$  МПа [7] показало большое расхождение, которое с понижением давления увеличивалось, превышая 100 %. Во всех случаях расчетные величины  $\alpha_p$  превышали экспериментальные  $\alpha_s$ .

В ряде исследований [2, 3] было установлено, что из-за ускорения пристенного слоя жидкости паровым ядром имеет место отклонение профиля осевых скоростей в поперечном сечении от универсального закона – ламинаризация потока. Это обстоятельство может быть учтено двумя путями. Первый путь – это расширение буферной зоны на область  $y_* > 30$  с сохранением универсального закона распределения осевой скорости по Т. Карману и соответственно значений коэффициентов в уравнении (8) для расчета теплоотдачи:  $A = 5$  и  $B = 1$ . В свою очередь при этом возможны два варианта: протяженность ламинарной зоны остается прежней, т.е.  $y_* \leq 5$ , или же увеличивается до  $y_* = 15$  [2]. Вто-

рой путь – это расширение буферной зоны на область  $y^* > 30$  с изменением профиля осевой скорости в ней (соответственно и значений коэффициентов  $A$  и  $B$ ) при сохранении протяженности ламинарной зоны:  $y^* \leq 5$ , или же ее удлинении до  $y^* = 15$ . Во всех случаях исключается турбулентная зона, т.е. уравнения (3), (7) и (9) в расчетах не участвуют.

При сохранении протяженности ламинарной зоны  $y^* \leq 5$  для буферной зоны используется зависимость (8). При ее удлинении до  $y^* = 15$  выражение для расчета интеграла  $I$  в буферной зоне получаем после ряда преобразований в виде:

$$I = 15 Pr_{жс} + 5 Pr_t \times \left\{ \ln \left[ Pr_{жс}^{-1} + Pr_t^{-1} \left( \frac{\delta^*}{5} - 1 \right) \right] - \ln \left( Pr_{жс}^{-1} + 2 Pr_t^{-1} \right) \right\}$$

или

$$I = 15 Pr_{жс} + A \times \left\{ \ln \left[ Pr_{жс}^{-1} + B \left( \frac{\delta^*}{5} - 1 \right) \right] - \ln \left( Pr_{жс}^{-1} + 2B \right) \right\}. \quad (10)$$

При  $Pr_t = 1$ :

$$I = 15 Pr_{жс} + 5 \ln \left\{ (1 + 2 Pr_{жс})^{-1} \left[ 1 + Pr_{жс} \left( \frac{\delta^*}{5} - 1 \right) \right] \right\}.$$

На рис. 1 представлены экспериментальные данные по теплоотдаче при конденсации водяного пара в трубках с внутренним диаметром 10 и 17 мм и давлениях  $P = 1,23; 2,45; 5,87$  и  $8,83$  МПа [7] и значения коэффициентов теплоотдачи, рассчитанные первым способом – расширением буферной зоны на область  $y^* > 30$  до границы раздела фаз при сохранении протяженности ламинарной зоны  $y^* \leq 5$  (уравнения (4), (5) и (8) при  $Pr_t = 1; A = 5, B = 1$ ), в зависимости от массовой скорости пара  $\rho w$ . Как видно, расчетные кривые во всех случаях превышают опытные данные. С понижением давления их расхождение возрастает.

Сравнение расчетных значений коэффициента теплоотдачи  $\alpha_p$  с экспериментальными данными  $\alpha$ , [7], результаты которого приведены на рис. 2, свидетельствует о превышении опытных данных на 15...50 %.

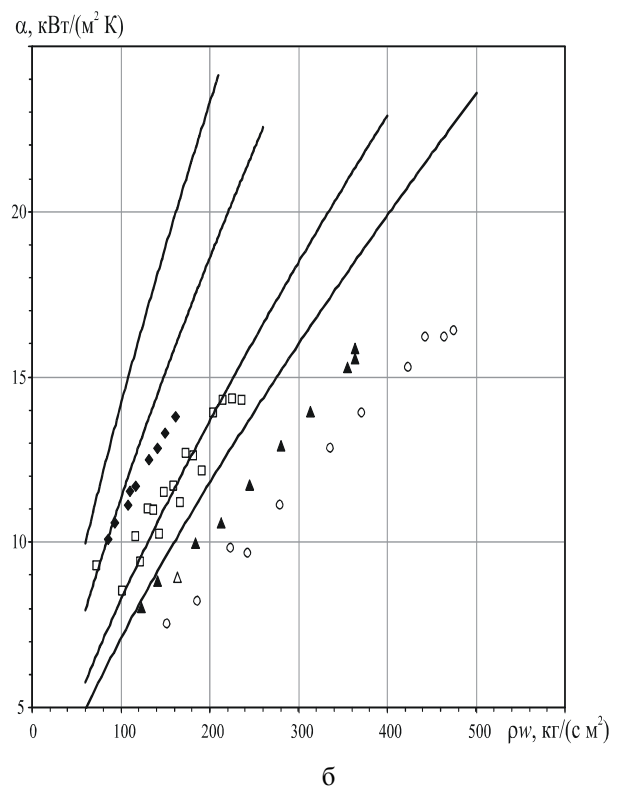
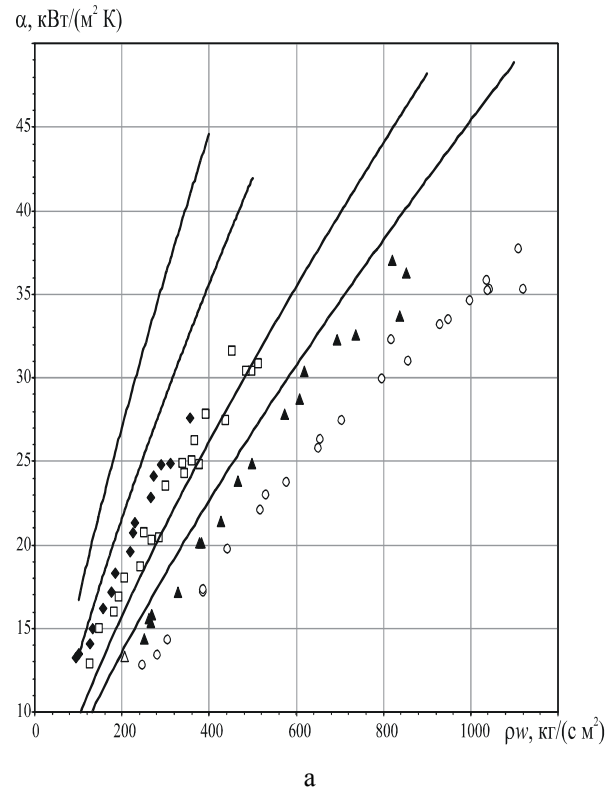


Рис. 1. Значения экспериментальных коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяного пара в трубках с внутренним диаметром  $d = 10$  мм (а) и 17 мм (б) [7] и теоретических, рассчитанных по уравнениям (4), (5) и (8) при  $Pr_t = 1; A = 5, B = 1$ , в зависимости от массовой скорости пара  $\rho w$ : — — расчетные кривые; экспериментальные данные [7]: ■ —  $P = 1,23$  МПа; □ — 2,45; ▲ — 5,87; ○ — 8,83

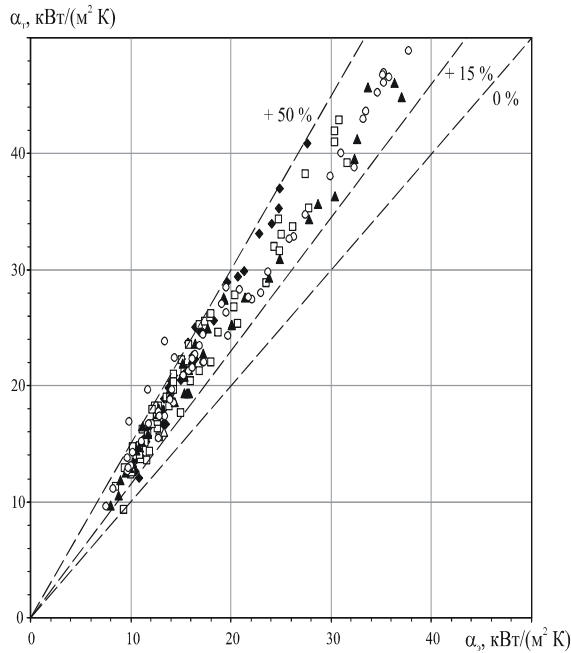


Рис. 2. Сравнение коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_p$ , рассчитанных по уравнениям (4), (5) и (8) при  $Pr_t = 1$ ;  $A = 5$ ,  $B = 1$ , с экспериментальными  $\alpha_s$  [7]:  
 ■ –  $P = 1,23$  МПа; □ – 2,45; ▲ – 5,87; ○ – 8,83

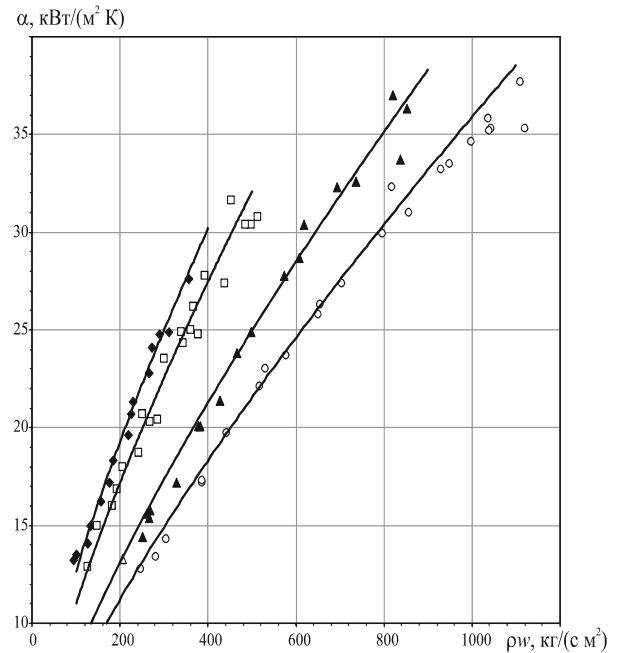
Ламинаризация потока может быть учтена изменением значений коэффициентов  $A$  и  $B$  в уравнении (8) для расчета  $I$  в буферной зоне при сохранении толщины ламинарной зоны:  $Re_{ж} > 50$

$$I = 5Pr_{ж} + A \cdot \ln[1 + B \cdot Pr_{ж} (0,0964 Re_{ж}^{0,585} - 1)]$$

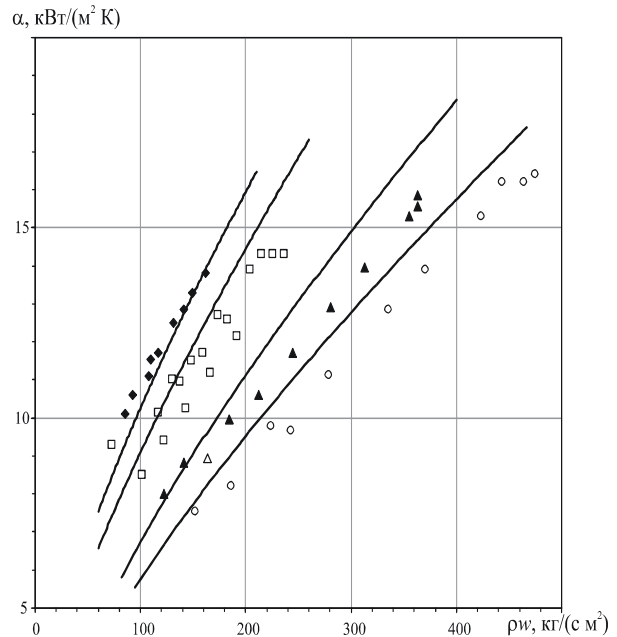
и в уравнении (10) при ее удлинении до  $y^* = 15$ .

Коэффициенты  $A$  и  $B$  могут быть получены корреляцией экспериментальных данных по  $\alpha_s$ .

Значения коэффициентов теплоотдачи, рассчитанные вторым способом учета ламинаризации пристенной пленки жидкости – изменением профиля осевой скорости в буферной зоне, продленной на всю толщину пристенного слоя жидкости при сохранении толщины ламинарной зоны ( $y^* \leq 5$ ), представлены на рис. 3, в зависимости от массовой скорости пара  $\rho w$ . Там же нанесены экспериментальные данные по теплоотдаче  $\alpha_s$  [7]. Значения постоянных  $A$  и  $B$  в уравнениях (8) были подобраны корреляцией опытных данных по теплоотдаче  $\alpha_s$ , обеспечивающей удовлетворительное согласование при разных давлениях:  $A = 11,5$  и  $B = 0,4$  ( $Pr_t = 2,3$ ) при  $P = 1,23$  МПа;  $A = 8,5$  и  $B = 0,6$  ( $Pr_t = 1,7$ ) при  $P = 2,45$  МПа;  $A = 7,5$  и  $B = 0,7$  ( $Pr_t = 1,5$ ) при  $P = 5,87$  и 8,83 МПа.



а



б

Рис. 3. Значения экспериментальных коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяного пара в трубках с внутренним диаметром  $d = 10$  мм (а) и 17 мм (б) [7] и теоретических, рассчитанных по уравнениям (4), (5) и (8) при подобранных постоянных  $A$  и  $B$  для разных давлений: — — расчетные кривые; экспериментальные данные [7]:  
 ■ –  $P = 1,23$  МПа; □ – 2,45; ▲ – 5,87; ○ – 8,83

Как видно из рис. 4, результаты сравнения расчетных значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_p$  с экспериментальными данными  $\alpha_s$  [7] показывают вполне приемлемое их согласование с расхождени-

ем не более 20 %. Однако при этом получаются слишком завышенные значения турбулентных чисел Прандтля  $Pr_t$ , что не находит физического объяснения в известных публикациях.

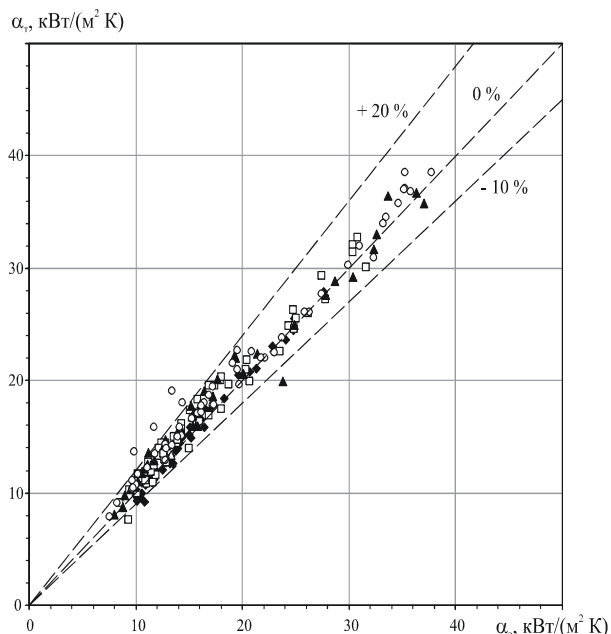


Рис. 4. Сравнение теоретических значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_p$ , рассчитанных при сохранении толщины ламинарной зоны  $y_* \leq 5$  и подобранных постоянных  $A$  и  $B$ , с экспериментальными данными  $\alpha_e$  [7]

Физически обоснованным является увеличение толщины ламинарной зоны до ее относительной величины  $y_* = 15$  (уравнение (10)), правомерность чего подтверждается в публикациях [2]. Расчеты показывают, что при сохранении универсального распределения осевых скоростей в буферной зоне ( $Pr_t = 1$ ;  $A = 5$ ,  $B = 1$ ) расхождение теоретических и опытных данных составляет 25 %, а в случае изменения профиля скоростей ( $A = 8,5$ ,  $B = 0,6$  ( $Pr_t = 1,7$ ) при  $P = 1,23$  МПа;  $A = 6$  и  $B = 0,8$  ( $Pr_t = 1,2$ ) при  $P = 2,45$  МПа;  $A = 5$  и  $B = 1$  ( $Pr_t = 1$ ) при  $P = 5,87$  и  $8,83$  МПа) расхождение не превышает 20 %.

### Выводы

Установлено, что расчет теплоотдачи при пленочной конденсации в режиме принудительной циркуляции пара (конвективная конденсация) целесообразно проводить по методике Трависа и Розе-

нова [1], модифицированной с учетом ускорения пристенного слоя жидкости паровым ядром путем увеличения толщины ламинарной зоны до ее относительной величины  $y_* = 15$ , исключения турбулентной и изменения профиля осевых скоростей в буферной зоне по сравнению с универсальным законом их распределения.

### Литература

1. Traviss D.P., Rohsenow W.M., Baron A.B. Forced-convection condensation in tubes: a heat transfer equation for condenser design // ASHRAE Transactions. – 1973. – Vol. 79. – P. 157-165.
2. Тонг Л. Теплоотдача при кипении и двухфазное течение. – М.: Мир, 1969. – 455 с.
3. Rifert V.G., Ozimay S.S. The analysis of the regimes of phases flow and of methods of calculation of heat transfer during condensation inside the horizontal tubes // Heat transfer in condensation. Proc. of the Eurotherm seminar. October 4-5. – Paris (France), 1995. – P.78-85.
4. Lockhart R.W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chem. Eng. Progr. – 1949. – No. 1 (Vol. 45). – P. 39-48.
5. Martinelli R.C., Nelson D.B. Prediction of pressure drop during forced - circulation boiling of water // Trans. ASME. – 1948. – Vol. 70. – P. 695-702.
6. Soliman M., Schuster J.R., Berenson P.J. A general heat transfer correlation for annular flow condensation // Trans. ASME: Serie C. – 1968. – No 2 (Vol.90). – P. 267-276.
7. Бойко Л.Д. Исследование теплоотдачи при конденсации пара внутри трубы // Теплообмен в элементах энергетических установок. – М.: Наука. – 1966. – С. 197-212.

Поступила в редакцию 30.05.2004

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.И. Радченко, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.