

УДК 532.546

В.В. ГОРИН

Национальный технический университет Украины "КПИ", Украина

УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООТДАЧИ 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 ΔT между средами незначительно или вообще отсутствует.

Одной из наиболее распространенных для расчета коэффициента теплоотдачи α 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 ε_m и ε_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 u^* в поперечном сечении канала в каждой из зон определялся зависимостями:

$$\text{ламинарная} \quad 0 < y^* < 5 \quad u^* = y^*; \quad (1)$$

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

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

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

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

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]

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

в котором параметр Мартинелли–Нельсона X_n определяется по формуле

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

В расчетах вместо y^* удобнее использовать число Рейнольдса

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

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 $50 < Re_{ж} < 1125$

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

турбулентная зона $Re_{ж} > 1125$

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

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

буферная зона $50 < Re_{ж} < 1125$

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

турбулентная зона $Re_{ж} > 1125$

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

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

Сравнение значений коэффициентов теплоотдачи α_p , рассчитанных по базовой методике [1], включающей три зоны пограничного слоя, с экспериментальными данными по теплоотдаче α_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 α_p превышали экспериментальные α_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:

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

или

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

При $\text{Pr}_t = 1$:

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

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 $\text{Pr}_t = 1$; $A = 5$, $B = 1$), в зависимости от массовой скорости пара ρw . Как видно, расчетные кривые во всех случаях превышают опытные данные. С понижением давления их расхождение возрастает.

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

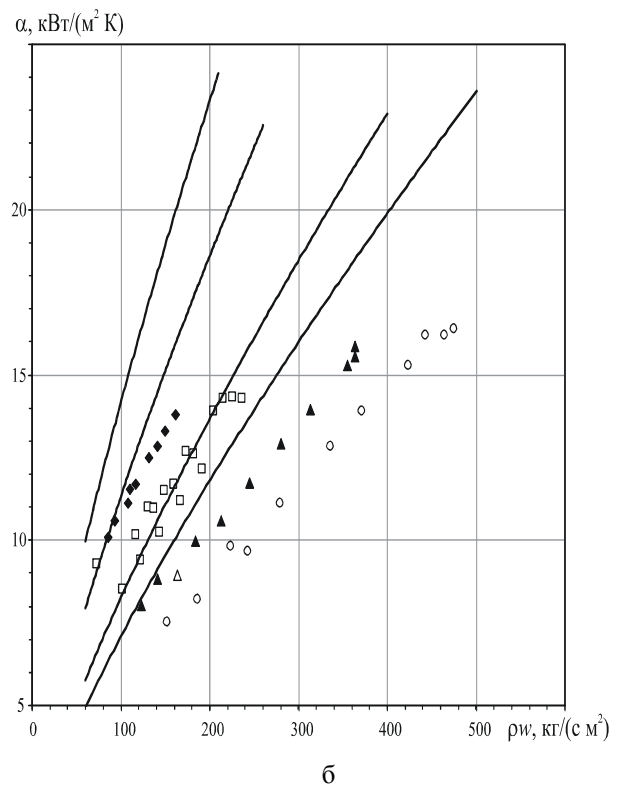
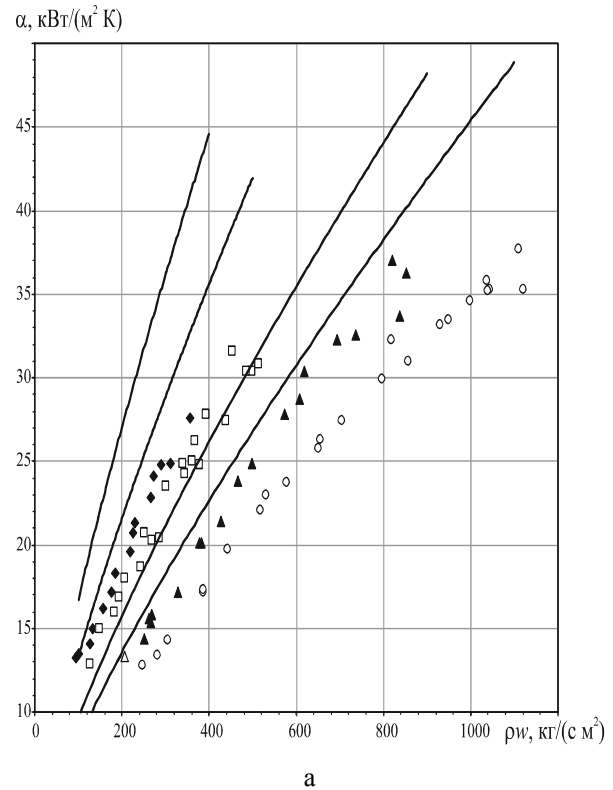


Рис. 1. Значения экспериментальных коэффициентов теплоотдачи при конденсации водяного пара в трубках с внутренним диаметром $d = 10$ мм (а) и 17 мм (б) [7] и теоретических, рассчитанных по уравнениям (4), (5) и (8) при $\text{Pr}_t = 1$; $A = 5$, $B = 1$, в зависимости от массовой скорости пара ρw :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

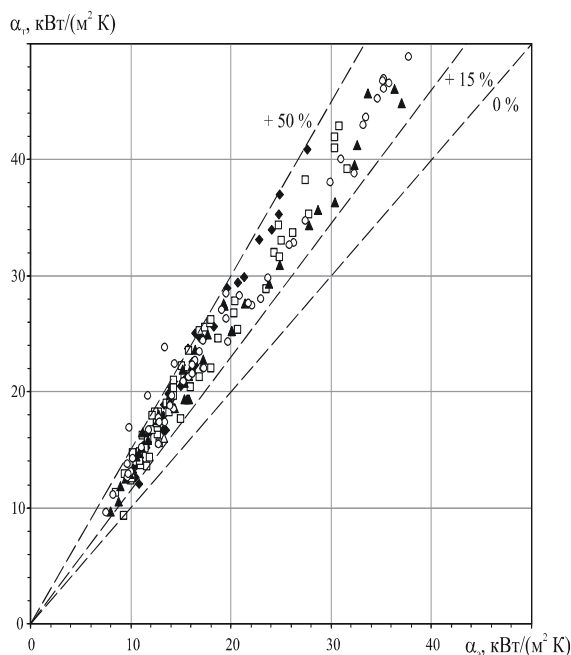


Рис. 2. Сравнение коэффициентов теплоотдачи α_p , рассчитанных по уравнениям (4), (5) и (8) при $Pr_t = 1$; $A = 5$, $B = 1$, с экспериментальными α_s [7]:
■ – $P = 1,23$ МПа; □ – 2,45; ▲ – 5,87; ○ – 8,83

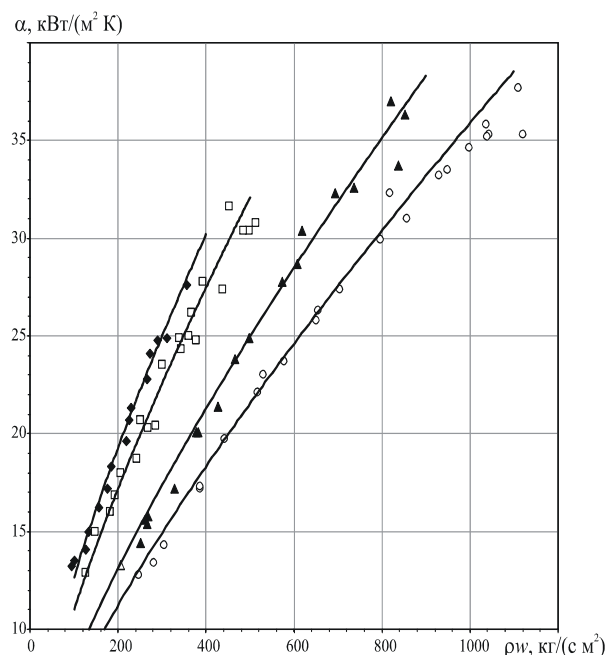
Ламинаризация потока может быть учтена изменением значений коэффициентов A и B в уравнении (8) для расчета I в буферной зоне при сохранении толщины ламинарной зоны: $Re_{ж} > 50$

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

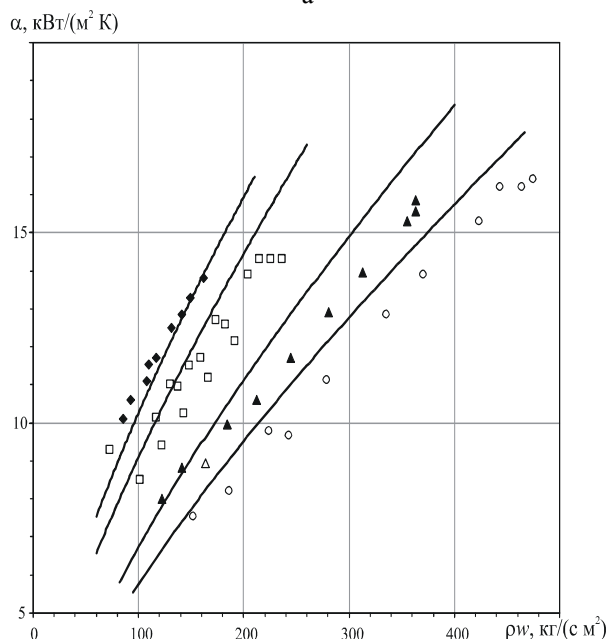
и в уравнении (10) при ее удлинении до $y^* = 15$.

Коэффициенты A и B могут быть получены корреляцией экспериментальных данных по α_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 ρw . Там же нанесены экспериментальные данные по теплоотдаче α_s [7]. Значения постоянных A и B в уравнениях (8) были подобраны корреляцией опытных данных по теплоотдаче α_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 α_p с экспериментальными данными α_s [7] показывают вполне приемлемое их согласование с расхождении-

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

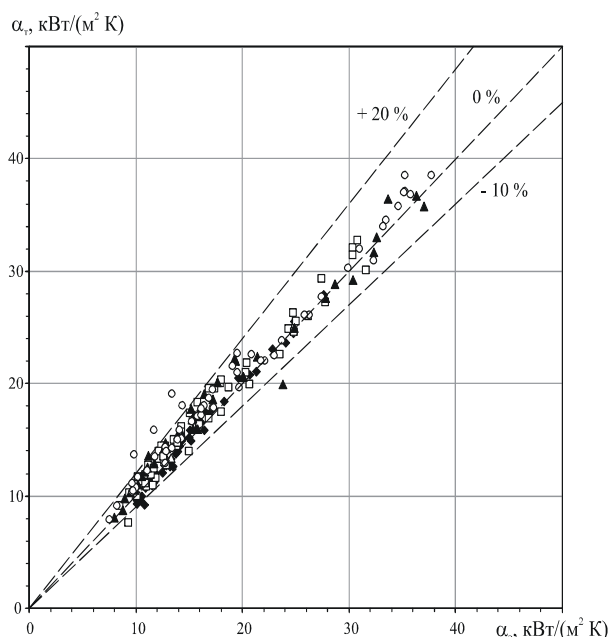


Рис. 4. Сравнение теоретических значений коэффициентов теплоотдачи α_p , рассчитанных при сохранении толщины ламинарной зоны $y_* \leq 5$ и подобранных постоянных A и B , с экспериментальными данными α_e [7]

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.