

Моделирование турбулентности при противоточном обтекании пучка труб

А.Р. Хайруллин, А.И. Хайбуллина

Казанский государственный энергетический университет

Аннотация: Точность расчета и требуемое машинное время существенно зависят от выбора модели турбулентности. В данной статье проанализированы три модели турбулентности SST, $k-\omega$ SST, и RNG $k-\varepsilon$ EWT с улучшенной пристеночной функцией применительно к коридорному пучку труб. Определено распределение теплоотдачи по глубине пучка. Получены профили скоростей в поперечных сечениях по глубине пучка труб. В результате численных исследований показано, что совпадение с экспериментальными данными для моделей SST, $k-\omega$ SST, и RNG $k-\varepsilon$ EWT составило 75, 32 и 10%, соответственно.

Ключевые слова: моделирование турбулентности, пучки труб, теплообмен, математическое моделирование.

Трубчатые теплообменники широко используются во многих инженерных областях. Кожухотрубные теплообменники являются одним из наиболее часто используемых устройств в области промышленного теплообмена [1]. Понимание характеристик теплообмена и гидродинамики в трубных пучках очень важно для проектирования кожухотрубных теплообменников. Гидродинамика и теплообмен в пучках труб в условиях стационарного течения изучались в прошлом как экспериментально, так и численно. В работах [2–4] представлены экспериментальные результаты внешнего теплообмена в пучках труб, в работе [5] приведены экспериментальные результаты по статистическим характеристикам потока. С развитием вычислительных мощностей, в том числе, программ вычислительной гидродинамики, численное моделирование, как инструмент инженерного проектирования становится все более доступным [6,7]. Течение жидкости в программах вычислительной гидродинамики описывается уравнениями Навье-Стокса. Однако решения уравнений Навье-Стокса в явном виде возможно только для малых чисел Рейнольдса и ограниченных расчетных областей. Поэтому для моделирования турбулентности в

инженерных приложениях широко применяются усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса (RANS). Модели турбулентности предназначены для узкого класса потоков, что требует их предварительной верификации с экспериментальными данными. В конечном итоге от выбора адекватной модели турбулентности зависит необходимое машинное время и точность расчета. Некоторые авторы [8] заключают, что модели RANS не могут предсказать характеристики потока в пучке труб. В других работах [9-11] некоторые модели RANS показали хорошее согласие с экспериментальными данными, для прогнозирования характеристик потока в пучке труб. В последнее время моделирование крупных вихрей (LES) успешно используется для прогнозирования потока в пучках труб [12]. Однако использование LES все еще требует существенных вычислительных затрат [13].

Целью настоящей статьи является анализ локального теплообмена в поперечно обтекаемом пучке труб, с применением трех различных RANS подходов.

Вычислительная область математической модели показана на рис. 1. Трубки расположены в коридорном порядке. Течение в пучке труб принято двумерным. Диаметр трубки D составлял 0,01 м. Отношение продольного S_1 и поперечного S_2 шага к диаметру составляло 1,3. Длина входной и выходной буферной зоны составляли 5 и 10 диаметров трубки пучка соответственно.

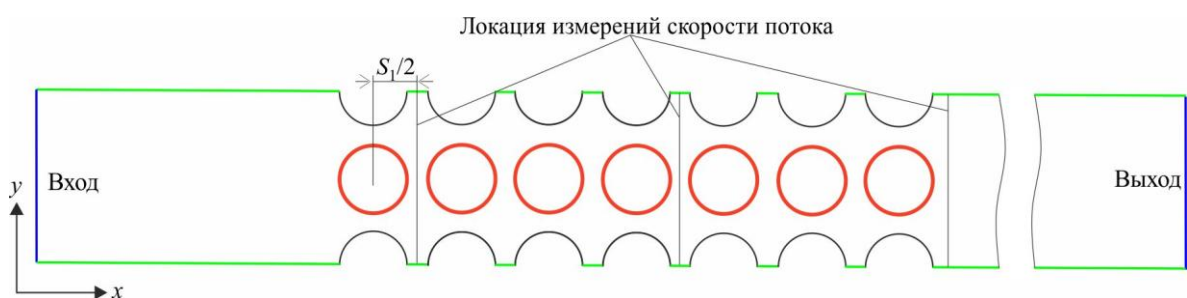


Рис. 1. – Геометрия математической модели.

На стенках центрального ряда трубок пучка были установлены граничные условия, постоянной температуры 301 К, на остальных трубках была установлена адиабатная стенка. Температура для жидкости на входе соответствовала 300 К, давление на выходе 101325 Па. Степень турбулентности на входе соответствовала 0,1%. Рабочей жидкостью была вода с постоянными теплофизическими свойствами. Число Рейнольдса Re соответствовало 1000, 2000, 3000, число Прандтля Pr 4,03. Число Рейнольдса Re рассчитывалась по диаметру трубки пучка и максимальной скорости в пучке.

В рамках данного исследования были проанализированы три RANS модели турбулентности. Модель $k-\omega$ SST, модель касательных напряжений SST и RNG $k-\varepsilon$ EWT модель с улучшенной пристеночной функцией. Для проведения расчетов использовался коммерческий продукт AnsysFluent. Алгоритм SIMPLE со стационарным решателем использовался при проведении численного моделирования. В ходе тестовых расчетов было определено оптимальное количество элементов сеточного решателя 97 тыс.

В табл. 1 приведено сравнение полученных данных в результате численного моделирования с экспериментальными данными работы [14]. За глубинный ряд в модели принят пятый ряд в пучке. Лучшее совпадение наблюдается для модели RNG $k-\varepsilon$ EWT. Модели SST и $k-\omega$ SST занижают теплоотдачу на 75 и 32% соответственно.

Таблица № 1

Сравнение теплоотдачи глубинного ряда пучка для исследованных моделей турбулентности

Модель	Re	Pr	Nu (модель)	Nu [15]	%
SST	3000	4,03	37,98	66,62	75
$k-\omega$ SST	3000	4,03	50,50	66,62	32
RNG $k-\varepsilon$ EWT	3000	4,03	74,32	66,62	10

На рис. 2-4 приведено влияние ряда трубки на его теплоотдачу для трех моделей турбулентности. Для модели SST (рис. 2) максимальная теплоотдача, при всех значениях числа Рейнольдса, наблюдалась для первого ряда в пучке. С увеличением рядов теплоотдача трубок стабилизируется. Однако теплоотдача трубки последнего ряда снова возрастает.

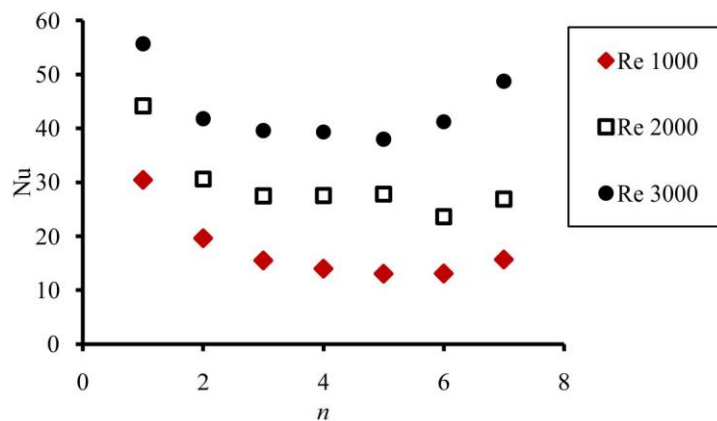


Рис. 2. – Распределение теплоотдачи по глубине пучка для модели SST.

При использовании модели k- ω SST (рис. 3) теплоотдача первого ряда минимальна. На втором ряду происходит увеличение теплоотдачи, при этом дальнейшее увеличение числа рядов не оказывает влияние на теплоотдачу. На последнем ряду наблюдается незначительное увеличение теплоотдачи.

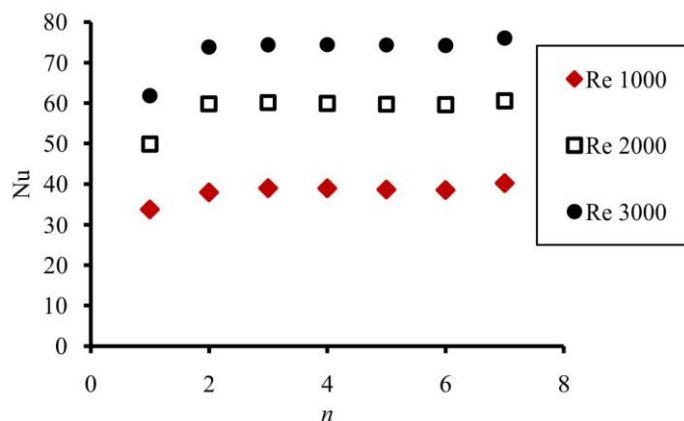


Рис. 3. – Распределение теплоотдачи по глубине пучка для модели k- ω SST.

Влияние числа рядов на теплоотдачу пучка для модели RNG k- ϵ EWT (рис. 4) схоже с моделью SST. Максимальная теплоотдача в основном наблюдается для первого и последнего ряда.

Несмотря на то, что лучшее совпадение с экспериментальными данными, для глубинного ряда пучка [14], наблюдается для модели RNG k- ϵ EWT, влияние числа рядов для модели k- ω SST лучше согласуются с данными [14]. В работе [14] увеличение теплоотдачи после второго ряда объясняется увеличением турбулентности течения, при использовании модели k- ω SST также происходит увеличение теплоотдачи на втором ряду. В последующих рядах структура течения стабилизируется, поэтому теплоотдача пучка не меняется. Увеличение теплоотдачи последнего ряда объясняется вихреобразованием, возникающим в следе замыкающего ряда.

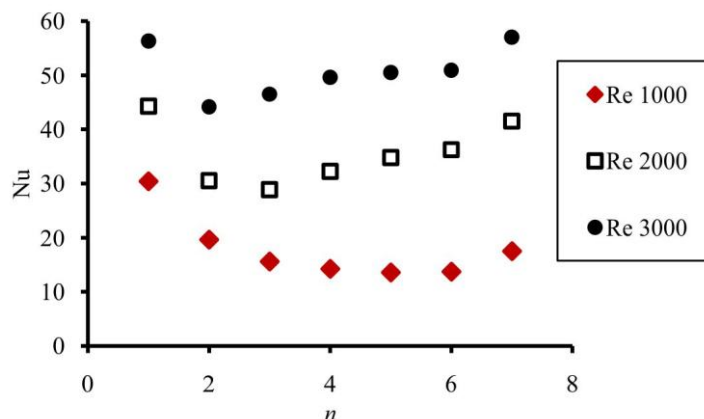


Рис. 4. – Распределение теплоотдачи по глубине пучка для модели RNG k- ϵ EWT.

На рис. 5-7 показаны профили скоростей позади 1, 4 и 7 ряда для проанализированных моделей турбулентности. В коридорном пучке скорость между рядами в поперечном сечении подобна скорости в канале [14], что видно по рис. 5-7. Локальные значения скоростей в сечениях между поперечными рядами лучше согласуются между собой для моделей SST и k- ω SST. Максимальная скорость U 0,34 м/с наблюдается для модели SST, после 4-го ряда для координаты y/D 0,62 и 1,92.

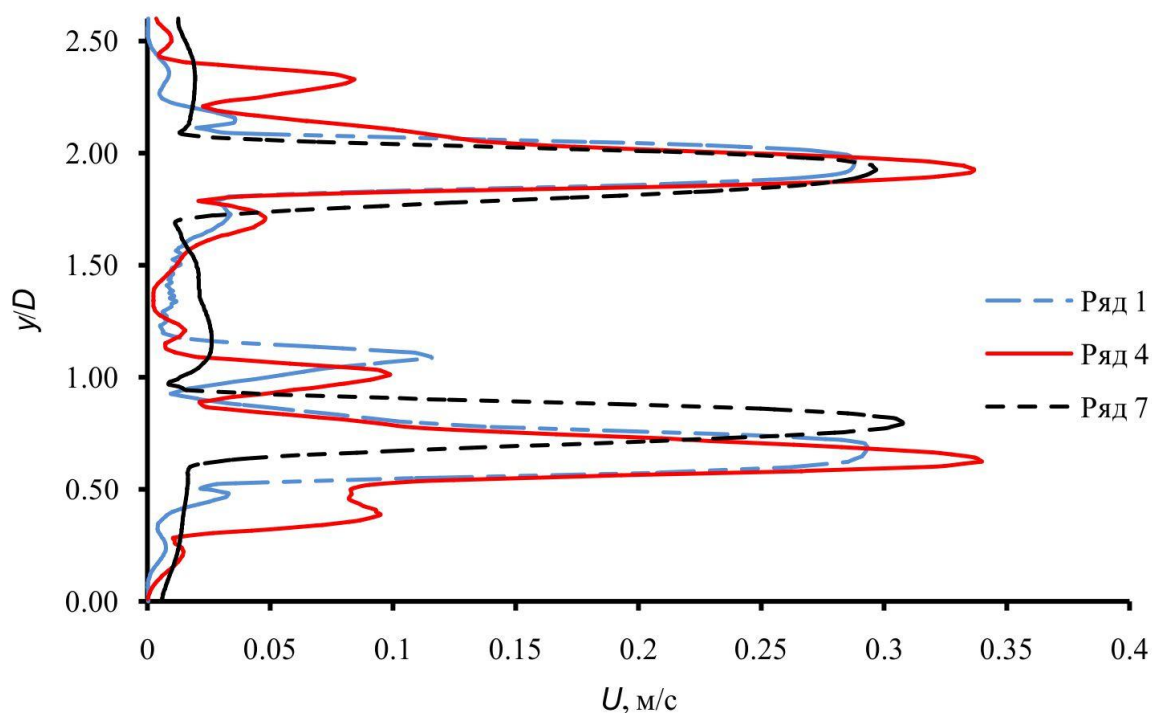


Рис. 5. – Профиль скорости по глубине пучка для модели SST, при $Re = 3000$.

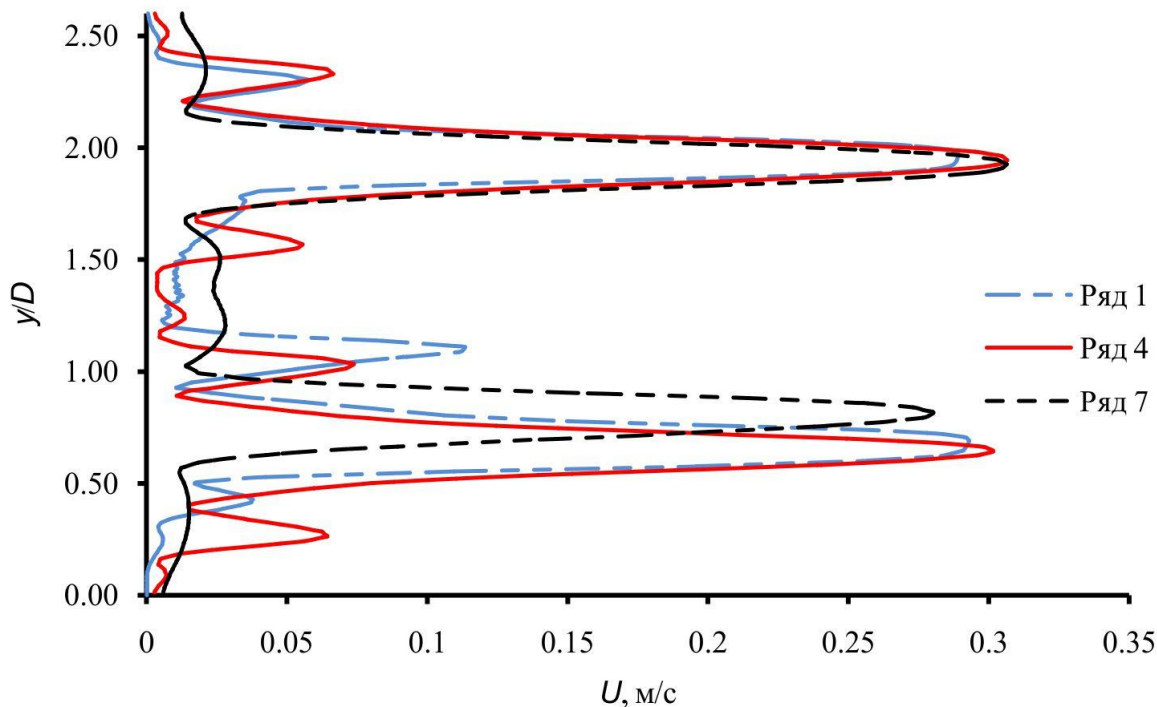


Рис. 6. – Профиль скорости по глубине пучка для модели $k-\omega$ SST при $Re = 3000$.

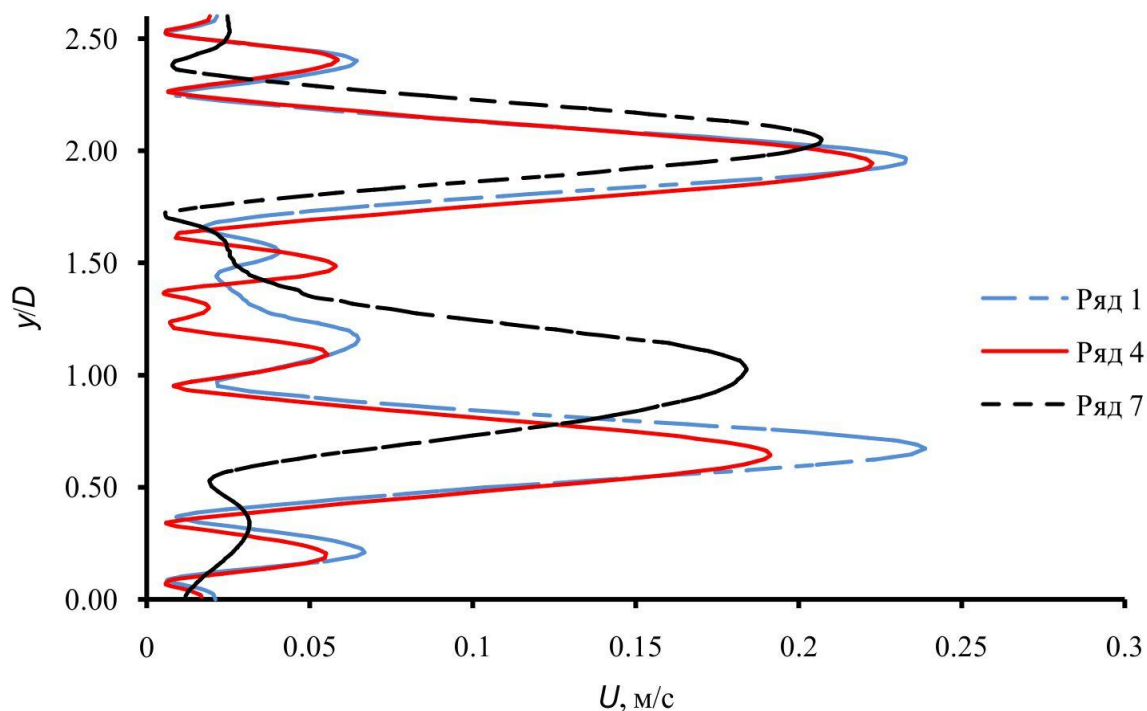


Рис. 7. – Профиль скорости по глубине пучка для модели RNG k - ε EWT при Re 3000.

«Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда 23-29-00845, rscf.ru/project/23-29-00845/».

Литература

1. Shah R.K., Sekulic D.P., Fundamentals of Heat Exchanger Design. New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2003, 893 p.
2. Zukauskas A.A. Heat Transfer from Tubes in Crossflow // Advances in Heat Transfer, 1987, Vol. 18, pp. 87–159.
3. Aiba S., Tsuchida H., Ota T. Heat Transfer around Tubes in Staggered Tube Banks // Bulletin of JSME, 1982, Vol. 25, № 204, pp. 927–933.
4. Achenbach E. Heat Transfer From a Staggered Tube Bank in Cross-flow at High Reynolds Numbers // Int. J. Heat Mass Transfer, 1989, Vol 32, №2, pp. 271–280.

5. Balabani S., Yianneskis M. An Experimental Study of the Mean Flow and Turbulence Structure Of Cross-Flow Over Tube Bundles // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1996, Vol 4, pp. 317–331.
 6. Палий А.В., Шевченко К.В. Численное исследование теплоотвода с изменением агрегатного состояния рабочего вещества // Инженерный вестник Дона, 2018, №1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4648.
 7. Денисихина Д.М., Иванова Ю.В., Мокро В.В. Численное моделирование истечения из современных воздухораспределительных устройств // Инженерный вестник Дона, 2018, №2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2018/4972.
 8. Kulasekharan N., Prasad B.V. Performance of 2-D Turbulence RANS Models for Prediction of Flow Past a Staggered Tube Bank Array // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2009, Vol. 3, № 3, pp. 386–407.
 9. Wang Y.Q., Jackson P.L. Turbulence Modeling Applied to Flow Through a Staggered Tube Bundle // Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2010, Vol. 24, № 3, pp. 534–543.
 10. Li X, Zhu D, Yin Y, Tu A, Liu S Parametric study on heat transfer and pressure drop of twisted oval tube bundle with in line layout // Int. Journal of Heat and Mass Trans, 2019, Vol 135, pp. 860–872.
 11. Ilyin V.K., Haibullina A.I., Hayrullin A.R., Sabitov L.S. Thermal and hydraulic efficiency of the corridor tube bundle in conditions of pulsating flow of fluid // IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., 2017, Vol. 240 URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/240/1/012025.
 12. Liang C., Papadakis G. Large eddy simulation of cross-flow through a staggered tube bundle at subcritical Reynolds number. Journal of Fluids and Structures, 2007, Vol. 23, № 8, pp. 1215–1230.
-



13. Piomelli U. Large eddy simulations in 2030 and beyond // Philos Trans A Math Phys Eng Sci., 2014, Vol. 372 URL: doi.org/10.1098/rsta.2013.0320

14. Жукаускас А.А., Макарявичюс В.И., Шланчяускас А.А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости. Вильнюс: Изд. Мокслас, 1968. 192 с

References

1. Shah R.K., Sekulic D.P., Fundamentals of Heat Exchanger Design. New Jersey: John Wiley & Sons Inc, 2003, 893 p.
2. Zukauskas A.A. Advances in Heat Transfer, 1987, Vol. 18, pp. 87–159.
3. Aiba S., Tsuchida H., Ota T. Bulletin of JSME, 1982, Vol. 25, № 204, pp. 927–933.
4. Achenbach E. Int. J. Heat Mass Transfer, 1989, Vol 32, №2, pp. 271–280.
5. Balabani S., Yianneskis M. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1996, Vol 4, pp. 317–331.
6. Paly A.V., Shevchenko K.V. Inzhenernyj vestnik Dona, 2018, №1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2018/4648.
7. Denisikhina D.M., Ivanova Yu.V., Mokro V.V. Inzhenernyj vestnik Dona, 2018, №2. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2018/4972.
8. Kulasekharan N., Prasad B.V. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2009, Vol. 3, № 3, pp. 386–407.
9. Wang Y.Q., Jackson P.L. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2010, Vol. 24, № 3, pp. 534–543.
10. Li X, Zhu D, Yin Y, Tu A, Liu S Int. Journal of Heat and Mass Trans, 2019, Vol 135, pp. 860–872.



11. Ilyin V.K., Haibullina A.I., Hayrullin A.R., Sabitov L.S. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng., 2017, Vol. 240 URL: iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/240/1/012025.

12. Liang C., Papadakis G. Journal of Fluids and Structures, 2007, Vol. 23, № 8, pp. 1215–1230.

13. Piomelli U. Philos Trans A Math Phys Eng Sci., 2014, Vol. 372 URL: doi.org/10.1098/rsta.2013.0320

14. Zhukauskas A.A., Makaryavichyus V.I., Shlanchauskas A.A. Teplootdacha puchkov trub v poperechnom potoke zhidkosti [Heat transfer of tube bundles in cross-flow]. Vil'nyus: Izd. Mokslas, 1968. 192 p.