

УДК 536.24

**ОЦЕНКА ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ  
КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА  
С КОМПАКТНЫМ РАЗМЕЩЕНИЕМ ТРУБ В ПУЧКАХ НА ОСНОВЕ  
КОМПЬЮТЕРНОГО ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ  
ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА**

**Троханяк Виктор Иванович**

ассистент

Национальный университет биоресурсов и природоиспользования  
Украины, Киев (Украина)

**Богдан Юрий Александрович**

старший преподаватель

Киевская государственная академия водного транспорта  
им. гетмана Петра Конашевича-Сагайдачного, Киев (Украина)

*author@apriori-journal.ru*

**Аннотация.** В работе проведено моделирование процессов тепло-массопереноса и гидродинамики в кожухотрубном теплообменном аппарате с компактным размещением труб в пучках при поперечном их обтекании. Получены поля скоростей, температур и давлений в исследуемых пучках. Проведены расчеты теплогидравлической эффективности для трубных пучков различной геометрии и осуществлен их сравнительный анализ.

**Ключевые слова:** теплообмен; гидродинамика; пучок труб; компьютерное численное моделирование; теплогидравлическая эффективность.

# EVALUATING OF THERMAL-HYDRAULIC EFFICIENCY SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGER WITH THE COMPACT ARRANGEMENT OF THE TUBE BUNDLES ON THE BASIS OF THE COMPUTER NUMERICAL SIMULATIONS OF PROCESS OF HEAT AND MASS TRANSFER

**Trohanyak Viktor Ivanovich**

assistant

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine,  
Kyiv (Ukraine)

**Bohdan Yurii Aleksandrovyh**

senior lecturer

Kyiv State Maritime Academy named after Hetman  
Petro Konashevych-Sagaydachnii, Kyiv (Ukraine)

**Abstract.** In this paper the computer numerical simulations of the process of heat and mass transfer of shell-and-tube heat exchanger with the compact arrangement of tube in the cross flowed tube bundle are realized. Velocity, temperature and pressure fields in the investigated tube bundles are found. Calculations of thermal-hydraulic efficiency for tube bundles of different geometry are made and them comparative analysis are realized.

**Key words:** heat exchange; hydrodynamics; thermal-hydraulic efficiency; tube bundle; computer numerical modeling.

**Актуальность проблемы.** В сложившихся условиях существующей энергетической проблемы рационального и эффективного использования топливно-энергетических ресурсов для энергетических установок, возрастает потребность в теплообменных аппаратах (ТА) – утилизаторах теплоты вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) с улучшенными массогабаритными показателями, которые используются для рекупера-

ции и утилизации теплоты. Одним из перспективных путей создания таких ТА является разработка компактных гладкотрубных с малым гидравлическим сопротивлением поперечно обтекаемых пучков, что представляет собой актуальную научно-практическую задачу.

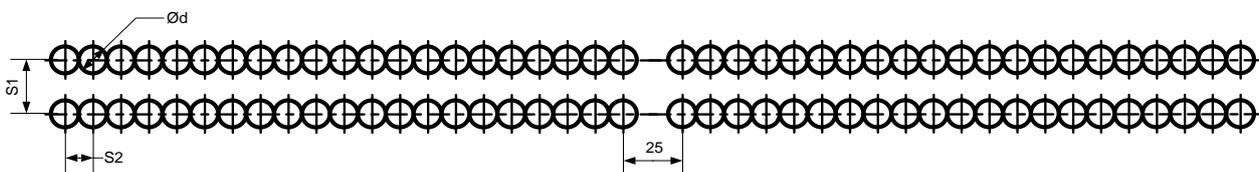
**Анализ последних исследований.** Детальным исследованиям процессов гидродинамики и теплообмена при поперечном обтекании гладкотрубных пучков различной геометрии и компоновки посвящены многие научные труды (см. обзоры в работах [1-3]). Однако, из всего многообразия исследований гладкотрубных пучков, мало изученными остаются процессы тепломассопереноса и гидродинамики в компактных пучках труб при отсутствии зазора между соседними трубами в продольных рядах пучков коридорной компоновки.

**Цель исследования** – провести сравнительную оценку теплогидравлической эффективности компактной и традиционной компоновки гладкотрубных коридорных пучков на основе результатов численного моделирования процессов тепломассопереноса и гидродинамики в этих пучках.

**Постановка задач исследования.** Для достижения поставленной цели необходимо выполнить компьютерное моделирование процессов тепломассопереноса и гидродинамики в исследуемых пучках труб с последующим расчетом их теплофизических характеристик и теплогидравлической эффективности.

**Материалы исследований.** В основу разработки новых конструкций кожухотрубных теплообменных аппаратов (ТА) положены высокие требования, предъявляемые к их основным элементам ТА трубным пучкам – при максимальной тепловой эффективности иметь минимальные потери давления. Таким требованиям в большей мере отвечают предельно сжатые пучки труб (трубки соприкасаются в направлении движения теплоносителя), коридорной компоновки при поперечном их обтекании. Геометрия отдельного канала рассматриваемых пучков труб изображена на рис. 1. В одном ряду пучка содержится 42 трубки (диаметром

$d = 10$  мм и высотой  $h = 1000$  мм), которые разделены между собой технологическим зазором, как показано на рис. 1.



**Рис. 1. Геометрия канала компактного пучка труб**

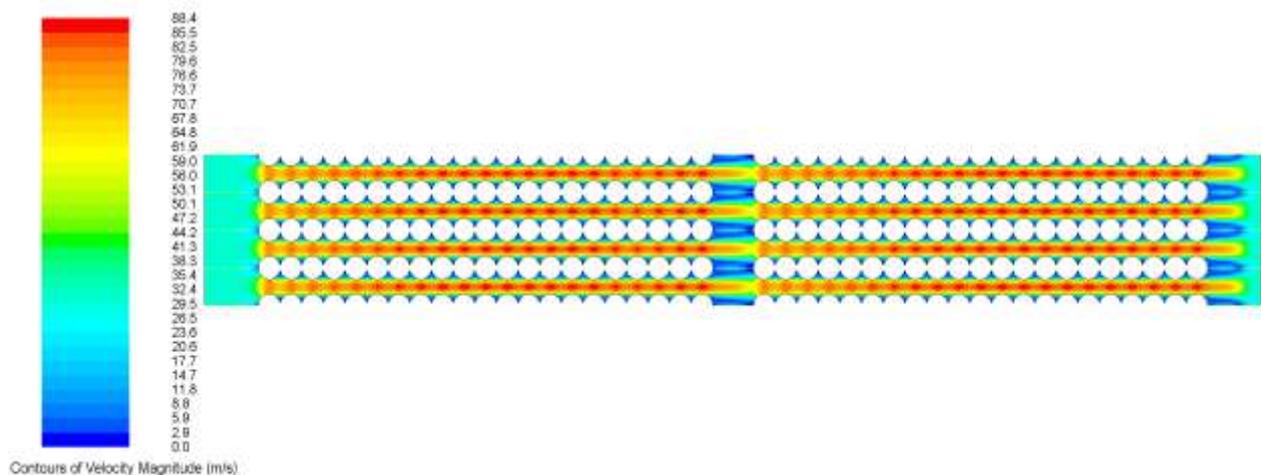
Компьютерное моделирование гидродинамических процессов и процессов переноса теплоты в исследуемых пучках труб проводилось с помощью программного пакета ANSYS Fluent. Математическая модель включает в себя систему уравнений Навье-Стокса, уравнение переноса энергии для конвективных течений [4] и стандартную k-ε модель турбулентности [5].

Численные расчеты проведены для компактной с относительным поперечным и продольным шагом  $a \times b = 1.5 \times 1.0$  и традиционной с относительным поперечным и продольным шагом  $a \times b = 1.5 \times 2.0$  компоновки гладкотрубных коридорных пучков при значении числа Рейнольдса  $Re = 7085$ . В качестве теплоносителей приняты отработанные газы (горячий теплоноситель) с температурой на входе  $470$  °С, которые протекают в межтрубных каналах пучка труб. Температура стенок труб принималась постоянной, однако менялась для каждой секции по мере продвижения теплоносителя (первая секция  $75$  °С, вторая  $34$  °С). Подобные условия имеют место, например, в многоходовых ТА – утилизаторах теплоты отработанных газов, когенерационных установок, при схеме движения теплоносителей – перекрестный ток.

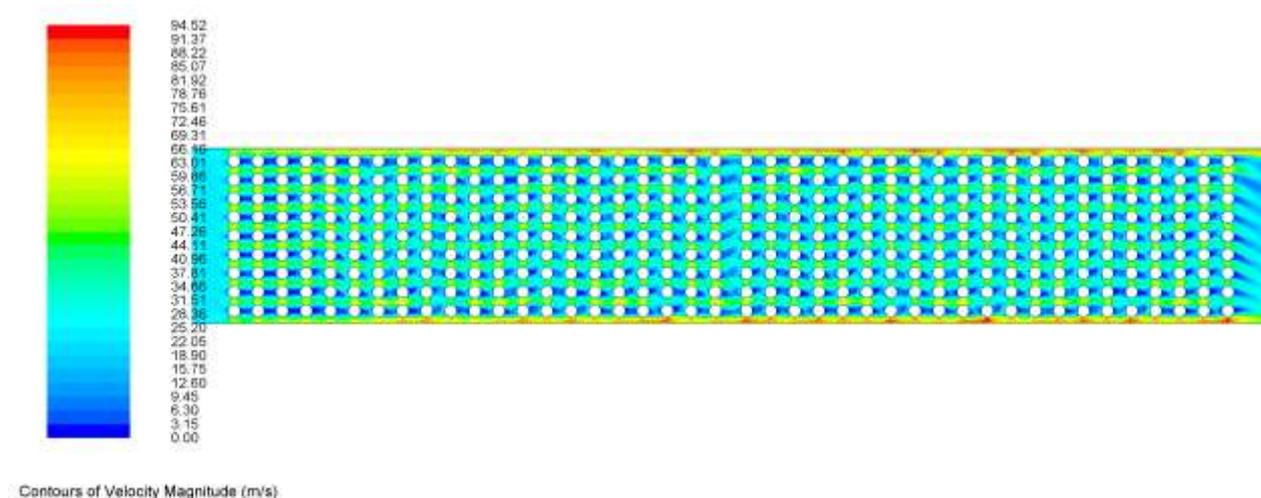
**Результаты исследований.** Проведено математическое моделирование гидродинамических процессов и процессов переноса теплоты в каналах с компактным размещением пучков труб и в каналах пучков традиционной коридорной компоновки. Распределение поля скоростей в

каналах компактного трубного пучка (а) и традиционного пучка коридорной компоновки (б) представлено на рис. 2. Значение средней скорости отработанных газов (ОГ) в наиболее узком поперечном сечении канала для компактного пучка труб составляет  $86 \pm 2$  м/с (см. рис. 2 а), а для пучка традиционной коридорной компоновки  $61 \pm 2$  м/с, что в конечном итоге сказывается на интенсивности теплообмена.

На рис. 3 приведено температурное распределение в каналах, где температура ОГ на выходе из компактного пучка составляет  $82 \pm 3$  °С, а для пучка традиционной коридорной компоновки  $140 \pm 3$  °С.



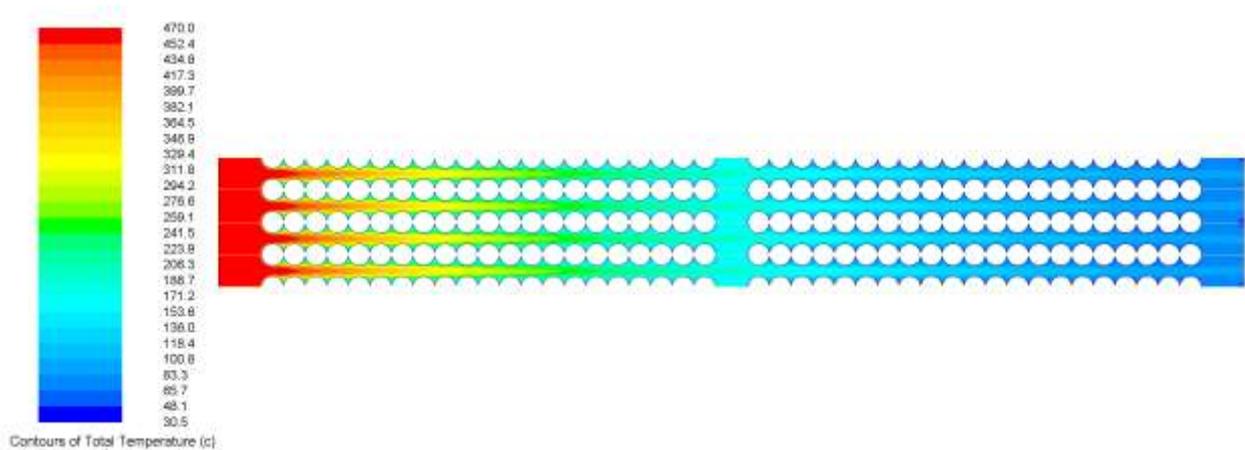
а



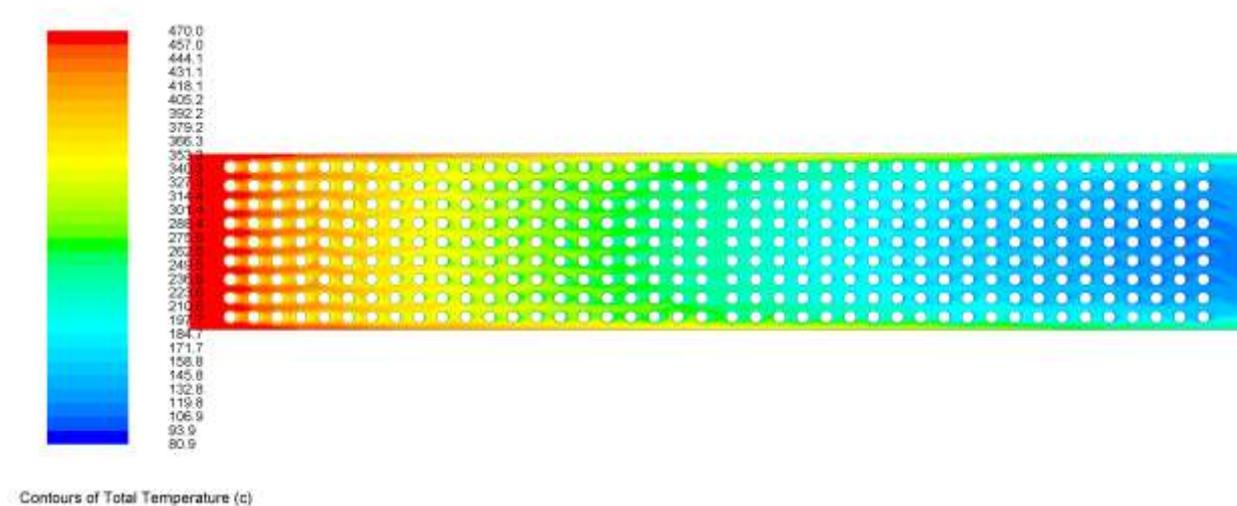
б

**Рис. 2. Скорость отработанных газов в каналах компактных пучков труб (а) и пучков традиционной коридорной компоновки (б), м/с**

На рис. 4 показано изменение давления в потоке ОГ протекающих по каналам компактного трубного пучка (а) при этом перепад давления в пучке составляет 4460 Па и изменение давления в потоке ОГ протекающих по каналам пучков труб традиционной коридорной компоновки (б) с перепадом давления равным 7260 Па, что больше на 38 % от  $\Delta p$  для компактного пучка. Анализируя полученные результаты можно отметить, что компактные пучки по сравнению с традиционными пучками коридорной компоновки при одинаковом диаметре, длине и количестве труб обладают меньшими на 32 % габаритами и повышенной эффективностью при этом температура ОГ на выходе из каналов и значения потерь давления ниже.

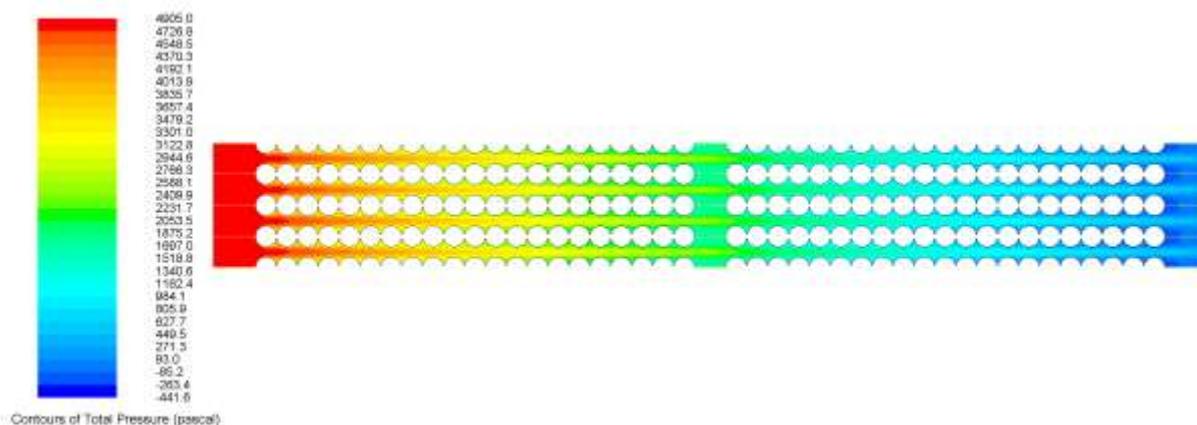


а

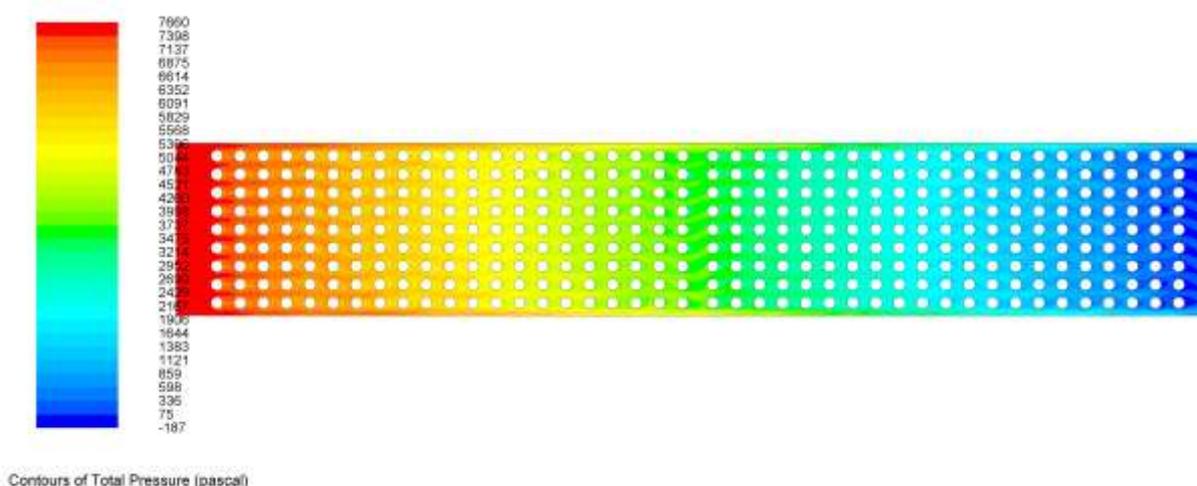


б

**Рис. 3. Изменение температуры в каналах компактных пучков труб (а) и пучков традиционной коридорной компоновки (б), °С**



а



б

**Рис. 4. Изменение давления в каналах компактных пучков труб (а) и пучков традиционной коридорной компоновки (б), Па**

Для оценки теплообменной поверхности с энергетической точки зрения используется коэффициент теплогидравлической эффективности  $E$  (критерий М.В. Кирпичева), который определяется как отношение переданного количества теплоты  $Q$  через поверхность теплообмена к величине суммарной мощности  $N$ , требуемой на прокачку теплоносителей через поверхность теплообмена с обеих сторон, Вт (без учета КПД нагнетателей и приводов) [6]

$$E = \frac{Q}{N}, \quad (1)$$

Количество теплоты, которое отбирается от горячего или передается холодному теплоносителю, определяется по формуле

$$Q = c_p G \Delta T, \quad (2)$$

где  $\Delta T$  – перепад температур теплоносителя в тракте теплообменника;  $T', T''$  – соответственно температуры теплоносителя на входе и выходе с канала, °C;  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $c_p$  – удельная теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·град).

Мощность, необходимая для прокачки теплоносителя:

$$N_n = \frac{\Delta p G}{\rho}, \quad (3)$$

где  $\Delta p$  – перепад давления на входе и выходе с канала, кПа;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.

По результатам расчетов теплогидравлическая эффективность компактного пучка труб выше в 1,5 ÷ 2 раза, а аэродинамическое сопротивление ниже также в 1,5 ÷ 2 раза по сравнению с традиционным пучком труб коридорной компоновки. Разработанный компактный пучок труб легко доступен и прост в эксплуатации, что очень важно при работе с загрязненным теплоносителем, например, ОГ двигателя внутреннего сгорания.

## Выводы

Проведено компьютерное моделирование процессов гидродинамики, тепло- и массопереноса в каналах компактных поперечно обтекаемых гладкотрубных пучков и традиционных пучков коридорной компоновки при помощи программного пакета ANSYS Fluent. Получены поля скоростей, температур и давлений в исследуемых пучках.

Проведен сравнительный анализ теплогидравлической эффективности для каналов с компактным размещением пучков труб и каналов пучков традиционной коридорной компоновки и показано, что разработанная конструкция является достаточно эффективной при существенном снижении гидравлического сопротивления и массогабаритных показателей теплообменной поверхности.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Жукаускас А.А., Улинскас Р.В. Теплоотдача поперечно обтекаемых пучков труб. Вильнюс: Москлас, 1986. 204 с.
2. Пронин В.А. Гидродинамика и теплообмен в межтрубных каналах гладкотрубных пучков коридорно-диффузорного типа / В.А. Пронин, А.В. Дозорцев, В.Е. Тырин // Труды четвертой Российской Национальной конференции по теплообмену: В 8 т. Т. 6. Дисперсные потоки и пористые среды. Интенсификация теплообмена. М., 2006. С. 285-288.
3. Goel M.K., Gupta S.N. Effect of tube bank configuration and geometry on heat transfer coefficient for the flow of Newtonian and power law non-Newtonian fluids flowing across tube banks // Int. J. of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR). 2014. V. 3. Is. 4. P. 1166-1172.
4. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.
5. ANSYS FLUENT Theory Guide. Release 14. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, 2011. 826 p.
6. Кирпичев М.В. О наивыгоднейшей форме поверхности нагрева // Изв. ЭНИН им. Г.М. Кржижановского. 1944. Т. 12. С. 5-9.