

## ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ПУЧКА ТРУБ СО ВСТРЕЧНОЙ НАВИВКОЙ

Я.Д. Столотнюк

stolotyad@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

Рассмотрен рабочий участок гидравлического стенда, моделирующий наиболее компактную поверхность теплообмена со спиральной встречной навивкой труб в пучке. Пучок сформирован из 75 труб, которые скомпонованы в канале прямоугольной формы в виде пяти и пятнадцати рядов в поперечном и продольном направлении к потоку. Угол наклона труб к горизонтальной плоскости составляет  $8^{\circ}30'$ . В сечении канала перед входом в трубный пучок отклонение значений локальной средней скорости от средней по сечению скорости потока не превышало  $\pm 10\%$ . В разработанной методике определения гидравлического сопротивления основными экспериментально полученными данными являлись измеренные значения статического давления на поверхности канала. Импульсные отверстия отборов статического давления размещались с шагом, равным продольному шагу труб в пучке. Экспериментально определено, что стабилизация течения достигается после седьмого ряда труб. Рассчитано гидравлическое сопротивление трубного пучка при поперечном обтекании в диапазоне чисел Рейнольдса  $(1,3-3,9) \cdot 10^4$ . Получена расчетная зависимость для определения гидравлического сопротивления рядов труб. Показано, что в параллельных рядах трубных пучков изменение параллельной навивки на встречную приводит к уменьшению на 12...23 % гидравлического сопротивления трубного пучка (меньшее значение соответствует числу Рейнольдса  $1,3 \cdot 10^4$ , большее —  $3,9 \cdot 10^4$ )

### Ключевые слова

*Поперечно-обтекаемый трубный пучок, статическое давление, гидравлическое сопротивление*

Поступила 09.07.2024

Принята 11.02.2025

© Автор(ы), 2025

---

**Введение.** В теплообменных аппаратах и парогенераторах, используемых в составе оборудования АЭС, поверхность теплообмена часто конструктивно выполняется в виде поперечно-обтекаемых потоком жидкости/газа трубных пучков. Так, в теплообменных аппаратах для реакторной уста-

новки «Суперфеникс» (Франция) [1] и АСММ «УниTERM» (Россия) [2, 3] применены поперечно-обтекаемые трубные пучки в форме спиральных змеевиков, имеющих в соседних рядах встречное направление навивки. Для реакторных установок MRX (Япония) [4], ISIS (Италия) [5] и БРЕСТ (Россия) [6] разработаны змеевики с параллельным направлением навивки труб. В приведенных установках углы наклона осей труб спиральных змеевиков к горизонтальной плоскости составляют от  $2^{\circ}30'$  до  $8^{\circ}30'$ . Такое конструктивное оформление поверхности теплообмена обеспечивает надежное перемешивание потока теплоносителя и выравнивает распределение температур в теплообменных аппаратах.

Спиральная упаковка труб в пучке при формировании поверхности теплообмена позволяет создать наиболее компактную конструкцию, имеющую свойство полной самокомпенсации температурных деформаций. Трубный пучок komponуется из многозаходных змеевиков, размещаемых в виде концентрических рядов. При таком конструктивном исполнении трубного пучка угол атаки внешнего потока совпадает с углом подъема спирали. Направление навивки труб в соседних рядах может быть встречным или параллельным. В геометрии трубных пучков со встречной навивкой имеются некоторые особенности по сравнению с пучками с параллельной навивкой. При реализации встречной навивки соседних рядов труб происходит изменение относительного расположения труб в соседних рядах по направлению вдоль потока теплоносителя. Это приводит к формированию периодически меняющегося проходного сечения межтрубного пространства.

Гидравлическое сопротивление является важной характеристикой при теплогидравлических и прочностных расчетах теплообменных аппаратов. Сопротивление труб, формирующих поверхность теплообмена, определяется характером течения жидкости/газа в межтрубном пространстве. Характерные для поперечного обтекания труб значительные ускорение и замедление потока приводят к образованию вихревых зон течения, что сопровождается потерями кинетической энергии. В связи с этим сопротивление поверхности теплообмена в виде трубного пучка зависит от компоновки труб. Обобщенные данные (экспериментально полученные) по гидравлическим сопротивлениям коридорных и шахматных трубных пучков с относительными шагами размещения от 1,1 до 7 приведены в [7–13] и справочнике<sup>1</sup>. Гидравлические сопротивления трубных пучков с относи-

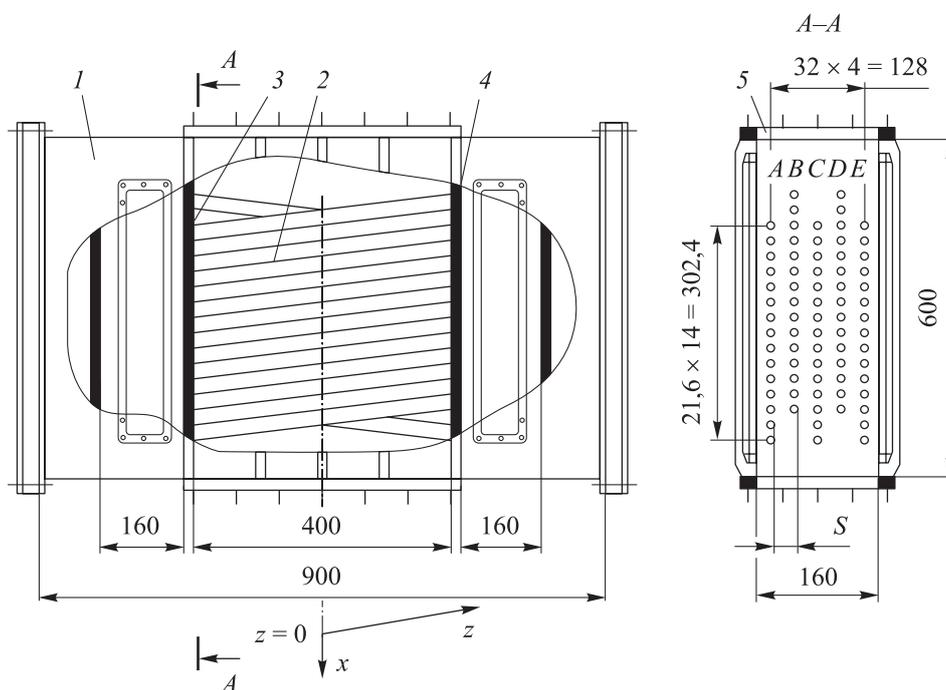
<sup>1</sup> Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1975.

тельными шагами размещения от 1,05 до 1,1 приведены в [14, 15]. Коэффициенты гидравлического сопротивления поперечно-обтекаемых трубных пучков определены численным моделированием на основе RANS и LES подходов [16–21].

Отметим, что в [7–21], а также взятых за основу инженерных методиках расчета на вибрацию теплообменных труб [22] не рассмотрены трубные пучки со встречной навивкой змеевиков в параллельных рядах. Получение надежных расчетных данных, позволяющих скорректировать расчетные методики, основывается на накоплении широкого массива данных по сопротивлениям в проточной части с такой геометрией, что предполагает их экспериментальное изучение, а также сравнение и обобщение.

*Цель настоящей работы* — решение задачи экспериментального определения гидравлического сопротивления трубного пучка со встречной навивкой соседних рядов, актуальной в связи со слабой изученностью такой геометрии теплообменных поверхностей. Змеевики моделировались прямыми участками труб, что допустимо при радиусах изгиба исследуемых в работе труб более 1 м.

**Экспериментальная установка.** Эксперимент по определению распределения статического давления по длине трубного пучка проводился на рабочем участке гидравлического стенда (рис. 1). Область течения сформирована плоскими опорными стенками и стенками корпуса. В рабочем участке размещен пучок из 75 прямых труб наружным диаметром  $d = 17$  мм с коридорной компоновкой рядов (5 рядов труб в поперечном направлении к потоку, 15 рядов — в продольном). Трубы пучка установлены с продольным  $S$  и поперечным  $P$  шагами,  $S/d = 1,9$  и  $P/d = 1,3$ . Расстояние от периферийных рядов труб до стенок корпуса рабочего участка составляет половину шага  $S$ . Угол наклона труб к горизонтальной плоскости  $\varphi = 8^\circ 30'$  (при встречном наклоне труб в соседних рядах). Для уменьшения влияния торцевых стенок рабочего участка на структуру течения в межтрубном пространстве обтекаемая длина труб выбрана  $\sim 0,4$  м. Трубы фиксировались в опорах, выполненных в стенках, формирующих область обтекания водой трубного пучка. Для обеспечения равномерности распределения средней скорости потока по сечению входного участка в трубный пучок использовано устройство, конструктивно оформленное в форме решетки с отверстиями диаметром 2 мм. В результате измерений локального скоростного напора во входном сечении трубного пучка на расстоянии 220 мм за решеткой по ходу течения воды определено, что неравномерность распределения средней скорости (отклонение локальной скорости от средней по сечению) составляет  $\pm 10\%$ . Интенсивность турбулентности в потоке  $\sim 10\%$ .



**Рис. 1.** Рабочий участок гидравлического стенда для измерения гидравлического сопротивления трубного пучка:

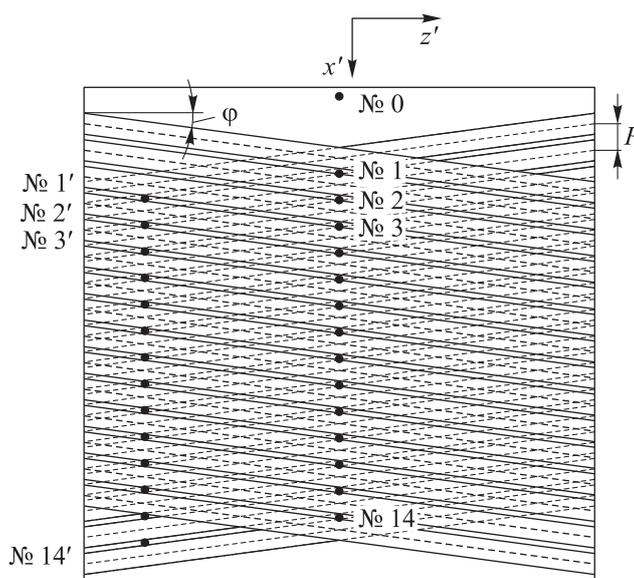
- 1 — корпус участка; 2 — трубный пучок размером  $5 \times 15$ , набранный из труб диаметром 17 мм; 3, 4 — опорные стенки, формирующие область обтекания трубного пучка; 5 — место установки входного устройства

Эксперименты выполнены при поперечном обтекании трубного пучка потоком дистиллированной воды. Числа Рейнольдса ( $Re = w_x d / \nu$ ,  $w_x$  — скорость в межтрубном пространстве) изменялись в диапазоне  $(1,3-3,9) \cdot 10^4$ .

**Методика проведения измерений и погрешности.** Расчет гидравлического сопротивления проводился по измерениям статического давления на стенках рабочего участка [22, 23]. В составе системы измерения имеются отверстия для отбора статического давления, выполненные в стенках рабочего участка с установленными в них штуцерами, и набор импульсных трубок с внутренним диаметром 2 мм, связывающих отборы давления с первичным преобразователем. В качестве первичного преобразователя давления использовался пьезоэлектрический измеритель постоянного давления «Сапфир-22».

Давление измерялось в двух плоскостях: в плоскости симметрии трубного пучка и плоскости, отстоящей на 40 мм от торцевых стенок рабочего участка. Отбор статического давления в импульсном отверстии № 0 (рис. 2)

размещался в сечении, находящемся в непосредственной близости к входу потока в межтрубное пространство трубного пучка. Отборы статического давления в двухмиллиметровых импульсных отверстиях от № 1 до № 14 смещены относительно осей ближайшего к стенке ряда труб на расстояние, равное половине продольного шага  $P$  размещения труб в пучке, т. е. отборы давления находились за трубами каждого ряда по ходу течения потока. Шаг размещения отборов давления равен продольному шагу  $P$ .



**Рис. 2.** Схема размещения отборов статического давления на стенках рабочего участка

Отборы статического давления в отверстиях от № 1' до № 14' располагались в другой плоскости на расстоянии  $\sim 0,4$  м от торцевой стенки рабочего участка. Значения шага размещения и смещения равны значениям, принятым для отборов статического давления от № 1 до № 14. Отбор № 1' размещался за первой трубой второго ряда на расстоянии, равном половине шага  $P$  от оси второго от стенки рабочего участка ряда труб.

Достоверность измерений достигалась исключением постоянных (исключаемых) систематических погрешностей метода измерения, заложенных в конструктивную схему средств измерения, и учетом предельных допустимых значений соответствующих систематических погрешностей приборов и преобразователей. Погрешности измеряемых характеристик потока дистиллированной воды рассчитаны в соответствии с рекомендациями [24]. Случайные погрешности исключены методикой подготовки и проведения эксперимента.

Средняя скорость воды, движущейся в трубном пучке, рассчитывалась по экспериментально определяемым значениям объемного расхода в замкнутом контуре гидравлического стенда, содержащего в составе рабочий участок. Для определения расхода использовался турбинный расходомер ТДР-10. Предельная относительная погрешность расчета средней скорости воды составила  $\pm 5,04\%$ . При расчете данной погрешности использованы значения относительных погрешностей измерений элементов измерительной системы (турбинного датчика расхода  $\pm 5\%$ , частотомера  $\pm 0,05\%$ ), погрешности расчета тарировочной характеристики расходомера ( $\pm 0,01\%$ ) и площади проходного сечения пучка ( $\pm 0,38\%$ ).

Температура воды во время проведения экспериментов составляла  $27...31\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Первичными преобразователями при измерениях температуры служили термопары марки ТХА. Для исключения динамических погрешностей, связанных с термической инерцией термопары, и погрешности из-за отвода теплоты к холодному спаю измерения термо-ЭДС универсальным вольтметром марки «Щ-31» проводились с выдержкой 3 с. Предельная относительная погрешность измерения температуры составила  $\pm 0,38\%$  ( $\Delta T \sim 0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Экспериментально определенная температура использовалась для расчета плотности воды.

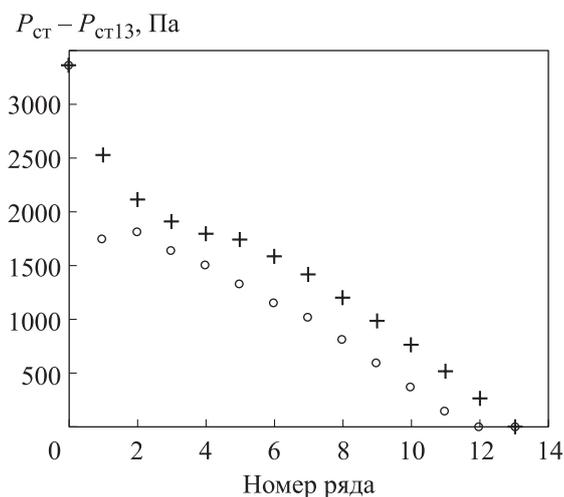
Неравномерность поля скорости на входе в экспериментальный рабочий участок исследовалась по изменению скоростного напора на входном сечении. Максимальная относительная погрешность определения скоростного напора в сечениях экспериментального рабочего участка оценивалась с учетом относительных погрешностей измерительной системы, в состав которой входят пьезоэлектрический измеритель постоянного давления «Сапфир-22» и цифровой вольтметр «Щ-1516», погрешности, обусловленной формой приемников давления, и погрешности определения координаты. Погрешность определения скоростного напора составила  $\pm 6,15\%$ .

**Результаты экспериментов.** Зависимости уменьшения статического давления по длине трубного пучка для разных чисел Рейнольдса имеют одинаковый вид.

Экспериментально определенное распределение статического давления по длине трубного пучка при  $Re = 3,7 \cdot 10^4$  приведено на рис. 3 (по оси абсцисс — номер отбора статического давления, по оси ординат — перепад давления).

В результате анализа измерений статического давления по длине трубного пучка выявлено, что значительное уменьшение статического давления происходит уже за первым рядом труб. Это является следствием ускорения потока воды при попадании в стесненное межтрубное пространство. Боль-

шее уменьшение давления имеется в отборе № 1' (по сравнению с отбором № 1). Дополнительный вклад в величину падения давления вносят потери энергии при обтекании расположенных выше двух рядов труб со встречным наклоном.



**Рис. 3.** Экспериментально определенное распределение статического давления по длине трубного пучка в рабочем участке:

+ — вдоль оси (отборы от №1 до № 13); o — на расстоянии 40 мм от торцевой поверхности рабочего участка (отборы от № 1' до № 12') ( $Re = 3,9 \cdot 10^4$ )

В отборе № 2 статическое давление больше, чем в отборе № 1', находящемся в плоскости, нормальной к направлению движения потока жидкости. Таким образом, можно заключить, что на начальном участке течения в межтрубном пространстве трубного пучка наблюдается переток воды из области с максимальным стеснением потока (от срединной плоскости) в область с меньшим стеснением (вдоль оси  $\pm z'$ ). Подобное отношение значений статического давления зарегистрировано и внутри массива труб:  $P_{ст}(i+1) > P_{ст}(i')$ . Значит в нормальных к ходу течения потока плоскостях статическое давление переменное. Установлено, что начиная с отборов № 6' и № 7' не наблюдается различия в значениях статического давления в отборах с номерами  $i'$  и  $i = i' + 2$ :  $P_{ст}(6') = P_{ст}(8)$ ,  $P_{ст}(7') = P_{ст}(9)$  и т. д. Таким образом, при достижении состояния стабилизации потока (начиная с восьмого ряда труб) вдоль осей ближайшего к боковой поверхности рабочего участка ряда труб устанавливается равное статическое давление. В области стабилизированного течения обтекание труб потоком происходит по нормали к ним, что и является причиной выравнивания статического давления вдоль осей труб. Следовательно, в промежутках между рядами

труб структура потока формируется в результате взаимодействия потоков под углом  $8^{\circ}30' \cdot 2 = 17^{\circ}$  друг к другу.

В области стабилизированного течения уменьшение статического давления в каждом ряду труб близко к постоянной величине.

Анализ экспериментальных данных по измерениям статического давления по длине трубного пучка при стабилизированном течении в диапазоне чисел Рейнольдса, равном  $(1,3-3,9) \cdot 10^4$  [25], позволил получить статистическое обобщение в виде зависимости, удобной для применения в инженерных расчетах:

$$\Delta P_{\Gamma} = \left[ 0,15 \left( \frac{\text{Re}}{3 \cdot 10^4} \right)^{-0,14} \pm 0,02 \right] n \frac{\rho w_x^2}{2},$$

где  $\text{Re} = w_x d \rho / \mu$  — число Рейнольдса относительно скорости  $w_x$ ;  $n$  — число рядов труб в пучке.

В результате сравнения экспериментально полученных в настоящей работе значений гидравлического сопротивления с расчетными значениями для коридорного расположения труб в пучке [12] по зависимости

$$\Delta P_{\Gamma} = 0,201 \text{Re}^{-0,0188} n \frac{\rho w_x^2}{2}$$

определено, что гидравлическое сопротивление исследованного трубного пучка со встречной навивкой относительно пучка с параллельной ориентацией труб уменьшается на 12...23 % (меньшее значение соответствует числу  $\text{Re} = 1,3 \cdot 10^4$ , большее —  $\text{Re} = 3,9 \cdot 10^4$ ).

Сравнивая экспериментально полученные значения гидравлического сопротивления с расчетными значениями для коридорного расположения труб в пучке по [22], выявили, что принимаемые в инженерных расчетах значения, взятые в соответствии с рекомендациями [22] без учета угла навивки, значительно больше. Подтвержденные в настоящей работе значения коэффициента сопротивления, используемые в методике проведения расчетов на вибрацию [22], в формулах оценки максимальной амплитуды вынужденных колебаний труб при вихревом возбуждении в пучке и формулах среднеквадратической интенсивности вибраций трубы, возбуждаемых турбулентными пульсациями, приводят к уменьшению логарифмического декремента колебаний, что увеличивает расчетное значение вибрации. При этом увеличение не должно становиться значительным, так как уменьшение декремента, расположенного в расчетных зависимостях под квадратным корнем, не должно приводить к значительным измене-

ниям. Полученные экспериментальные данные позволяют судить о необходимых изменениях в расчетных методиках и важности получения экспериментальной информации для поперечно обтекаемых пучков труб со встречной навивкой.

**Заключение.** Встречная навивка труб в пучке с шагом  $P/d = 1,3$  и  $S/d = 1,9$  позволяет уменьшить на 12...23 % гидравлическое сопротивление пучка в диапазоне чисел  $Re = (1,3-3,9) \cdot 10^4$ .

Стабилизация течения происходит в пределах первых семи рядов труб, где поток движется преимущественно в разреженной части межтрубного пространства пучка. На участке стабилизированного течения распределение скорости потока по сечению пучка близко к равномерному.

Учет экспериментальных данных по гидравлическому сопротивлению в инженерных методиках расчета вибраций поперечно обтекаемых труб позволяет скорректировать важные для анализа вибропрочности расчетные зависимости и получить более достоверные результаты.

Сложная структура потока в трубном пучке делает целесообразным использование данных экспериментов для описания течения и валидации CFD-кодов.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Robin M.G. Careful attention to detail was necessary in developing the Super-Phenix steam generators. *Nucl. Eng. Intern.*, 1977, vol. 22, no. 257, pp. 34–43.
- [2] Адамович Л.А., Гречко Г.И., Лапин Д.Б. и др. Автономная атомная станция с ядерным реактором моноблочного типа, предназначенная для электро- и тепло-снабжения отдаленных и труднодоступных районов. М., НИКИЭТ, 1995.
- [3] Адамович Л.А., Гречко Г.И., Гольцов Е.Н. и др. Атомная станция малой мощности «Униатерм». *Атомная энергия*, 2007, т. 103, № 1, с. 44–48. EDN: JVSOFR
- [4] Sako K. Advanced marine reactor MRX. *Nucl. Eng. Int.*, 1992, vol. 160, no. 222, pp. 44–48.
- [5] Cinotti L., Rizzo F.L. The inherently safe immersed system (ISIS) reactor. *Nucl. Eng. Des.*, 1993, vol. 143, no. 2-3, pp. 295–300.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0029-5493\(93\)90230-7](https://doi.org/10.1016/0029-5493(93)90230-7)
- [6] Драгунов Ю.Г., Лемехов В.В., Смирнов В.С. и др. Технические решения и этапы разработки реакторной установки БРЕСТ-ОД-300. *Атомная энергия*, 2021, т. 130, № 3, с. 132–137. EDN: PQGFSJ
- [7] Фролов К.В., Махутов Н.А., Каплунов С.М. и др. Динамика конструкций гидроаэроупругих систем. М., Наука, 2002.
- [8] Lu R.Y., Karoutas Z., Krammen M., et al. Integrated grid to rod fretting wear approach-vitrans reactor GTRF simulations. *LWR Fuel Performance Meeting, TopFuel*, 2013, pp. 1149–1151.

- [9] Жукаускас А., Улинскас Р., Катинас В. Гидродинамика и вибрации обтекаемых пучков труб. Вильнюс, Москлас, 1984.
- [10] Чжен П. Отрывные течения. Т. 1. М., Мир, 1972.
- [11] Петровский В.С. Гидродинамические проблемы турбулентного шума. Л., Судостроение, 1966.
- [12] Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М., Наука, 1982.
- [13] Безносков А.В., Ярмонов М.В., Новожилова О.О. и др. Теплогидравлические характеристики потока тяжелого жидкометаллического теплоносителя при поперечном обтекании пучка труб применительно к РУ с ТЖМТ. *Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева*, 2013, № 5, с. 213–225. EDN: QJSDEH
- [14] Беленький М.Я., Готовский М.А., Фокин Б.С. Экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик поперечно-омываемых суперплотных шахматных пучков труб. *Теплоэнергетика*, 2000, № 10, с. 44–48.
- [15] Бурков В.К., Константинов В.Ф. Исследование теплоаэродинамических характеристик поперечно-омываемых суперплотных шахматных пучков труб. *Теплоэнергетика*, 2003, № 5, с. 56–60. EDN: PVOFNB
- [16] Калугин В.Т., Епихин А.С., Крапошин М.В. и др. Численное моделирование вихревого нестационарного течения вязкого газа и акустических характеристик на основе открытого кода в расчетах обтекания летательных аппаратов. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2013, № 8. EDN: RMYBAF
- [17] Крапошин М.В., Субгатуллин И.Н., Стрижак С.В. Расчет параметров обтекания и акустического шума тандема цилиндров. *Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2013, № 9. EDN: RMYEOX
- [18] Doolan C.J. Flow and noise simulation of the NASA tandem cylinder experiment using OpenFOAM. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conf.*, 2009, paper 2009-3157. DOI: <https://doi.org/10.2514/6.2009-3157>
- [19] Weinmann M., Sandberg R.D., Doolan C.J. Flow and noise predictions for a tandem cylinder configuration using novel hybrid RANS/LES approaches. *16th CEAS/AIAA Aeroacoustics Conf.*, 2010, paper 2010-3787. DOI: <https://doi.org/10.2514/6.2010-3787>
- [20] Крюков И.А. Сопротивление суперплотных пучков труб. *Физико-химическая кинетика газовой динамики*, 2014, т. 15, № 6, с. 1–9. EDN: UAHFQL
- [21] Анпилогов Р.А., Белугин В.А., Поздьяев Д.Н. Расчетное исследование коэффициентов сопротивления при поперечном обтекании пучков труб с треугольной равносторонней расстановкой. *Тр. 15-й Науч.-техн. конф. «Молодежь в науке»*. Саров, 2017, ВНИИЭФ, с. 41–45.
- [22] Крапивцев В.Г., Гуров В.А. Экспериментальные исследования гидравлических характеристик дистанционирующих ячеистых решеток. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2015, № 6. DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2015-6-1410>

- [23] Калишевский Л.Л., Крапивцев В.Г., Шанин О.И. Исследование гидродинамических характеристик коаксиальных коллекторных систем. В кн.: *Исследование процессов в энергетических установках*. Вып. 4. М., МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1979, с. 73–87.
- [24] Грановская В.А., Сирая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л., Энергоатомиздат, 1990.
- [25] Солонин В.И., Столотнюк Я.Д. Случайные нагрузки на поверхность поперечно-омываемого пучка труб. *Проблемы машиностроения и автоматизации*, 2015, № 3, с. 104–109. EDN: UKQTVD

**Столотнюк Ярослава Донатовна** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Ядерные реакторы и установки» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Столотнюк Я.Д. Гидравлическое сопротивление пучка труб со встречной навивкой. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2025, № 3 (154), с. 129–142. EDN: PYOWTS

**PRESSURE DROP IN A TUBE BUNDLE  
WITH THE COUNTERCHARGE ARRANGEMENT**

**Ya.D. Stolotnyuk**

stolotyard@bmstu.ru

**BMSTU, Moscow, Russian Federation**

---

**Abstract**

The paper considers working section of the hydraulic test bench simulating the most compact heat exchange surface with the spiral countercharge arrangement of tubes in the bundle. The bundle consists of 75 tubes arranged in a rectangular channel in the form of five rows in the transverse direction to the flow and fifteen rows in the longitudinal direction. The tubes have an inclination angle to the horizontal plane of 8°30'. Deviation of the local average velocity values from the average flow velocity over the section is not exceeding  $\pm 10\%$  in the channel section in front of the entrance to the tube bundle. In the developed method for determination of the hydraulic resistance, static pressure measurement on the channel surface is the main experimentally obtained data. Pulse holes for the static pressure selection are positioned with a step equal to the tube longitudinal step

**Keywords**

*Cross-flown tube bundle, static pressure, pressure drop*

in the bundle. It is experimentally determined that flow stabilization is achieved behind the seventh row of tubes. The paper determines hydraulic resistance of a tube bundle in the transverse flow in the range of Reynolds numbers from  $1.3 \cdot 10^4$  to  $3.9 \cdot 10^4$ . Computed dependence is obtained for determining hydraulic resistance in the tube rows. The paper shows that alteration in the tubes arrangement in the parallel rows from parallel to the countercharge leads to a decrease in the tube bundle hydraulic resistance of 12–23 % (the lower value corresponds to the Reynolds number of  $1.3 \cdot 10^4$ , the higher value —  $3.9 \cdot 10^4$ )

Received 09.07.2024

Accepted 11.02.2025

© Author(s), 2025

## REFERENCES

- [1] Robin M.G. Careful attention to detail was necessary in developing the Super-Phenix steam generators. *Nucl. Eng. Intern.*, 1977, vol. 22, no. 257, pp. 34–43.
- [2] Adamovich L.A., Grechko G.I., Lapin D.B., et al. Avtonomnaya atomnaya stantsiya s yadernym reaktorom monoblochnogo tipa, prednaznachennaya dlya elektro- i teplo-snabzheniya otdalennykh i trudnodostupnykh rayonov [An autonomous nuclear power plant with a monoblock type nuclear reactor designed for electricity and heat supply to remote and hard-to-reach areas]. Moscow, NIKIET Publ., 1995.
- [3] Adamovich L.A., Grechko G.I., Goltsov E.N., et al. Uniterm low-capacity nuclear power plant. *At. Energy*, 2007, vol. 103, no. 1, pp. 537–542.  
DOI: <https://doi.org/10.1007/s10512-007-0085-0>
- [4] Sako K. Advanced marine reactor MRX. *Nucl. Eng. Int.*, 1992, vol. 160, no. 222, pp. 44–48.
- [5] Cinotti L., Rizzo F.L. The inherently safe immersed system (ISIS) reactor. *Nucl. Eng. Des.*, 1993, vol. 143, no. 2-3, pp. 295–300.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0029-5493\(93\)90230-7](https://doi.org/10.1016/0029-5493(93)90230-7)
- [6] Dragunov Yu.G., Lemekhov V.V., Smirnov V.S., et al. Technical solutions and development stages for the BREST-OD-300 reactor unit. *At. Energy*, 2012, vol. 113, no. 1, pp. 70–77. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10512-012-9597-3>
- [7] Frolov K.V., Makhutov N.A., Kaplunov S.M., et al. Dinamika konstruksiy gidro-aerouprugikh system [Dynamics of hydroaeroelastic systems structures]. Moscow, Nauka Publ., 2002.
- [8] Lu R.Y., Karoutas Z., Krammen M., et al. Integrated grid to rod fretting wear approach-vitran reactor GTRF simulations. *LWR Fuel Performance Meeting, TopFuel*, 2013, pp. 1149–1151.
- [9] Zhukauskas A., Ulinskas R., Katinas V. Hidrodinamika i vibratsii obtekaemykh puchkov trub [Hydrodynamics and vibrations of streamlined tube bundles]. Vilnyus, Mosklas Publ., 1984.

- [10] Chang P.K. Separation of flow. Oxford, Pergamon Press, 1970.
- [11] Petrovskiy V.S. Gidrodinamicheskie problemy turbulentnogo shuma [Hydrodynamic problems of turbulent noise]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1966.
- [12] Zhukauskas A.A. Konvektivnyy perenos v teploobmennikakh [Convective transfer in heat exchangers]. Moscow, Nauka Publ., 1982.
- [13] Beznosov A.V., Yarmonov M.V., Novozhilova O.O., et al. Thermal-hydraulic characteristics of the flow of a heavy liquid metal coolant when the transverse flow around the beam pipe with regard to reactor power plan with HMLC. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2013, no. 5, pp. 213–225 (in Russ.). EDN: QJSDEH
- [14] Belenkiy M.Ya., Gotovskiy M.A., Fokin B.S. Experimental study of thermohydraulic characteristics of transversely washed superdense staggered tube bundles. *Teploenergetika*, 2000, no. 10, pp. 44–48 (in Russ.).
- [15] Burkov V.K., Konstantinov V.F. A study of the thermal and aerodynamic characteristics of supertight staggered tube bundles in a cross-flow. *Therm. Eng.*, 2003, vol. 50, no. 5, pp. 409–414.
- [16] Kalugin V.T., Epikhin A.S., Kraposhin M.V., et al. Numerical modeling of vortex non-steady flow field of viscous gas and acoustic characteristics based on the open source project for calculating the flow around aircraft. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2013, no. 8 (in Russ.). EDN: RMYBAF
- [17] Kraposhin M.V., Subgatullin I.N., Strizhak S.V. Calculating parameters of flow and acoustic noise for a tandem of cylinders. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education: Scientific Publication], 2013, no. 9 (in Russ.). EDN: RMYEOX
- [18] Doolan C.J. Flow and noise simulation of the NASA tandem cylinder experiment using OpenFOAM. *15th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conf.*, 2009, paper 2009-3157. DOI: <https://doi.org/10.2514/6.2009-3157>
- [19] Weinmann M., Sandberg R.D., Doolan C.J. Flow and noise predictions for a tandem cylinder configuration using novel hybrid RANS/LES approaches. *16th CEAS/AIAA Aeroacoustics Conf.*, 2010, paper 2010-3787. DOI: <https://doi.org/10.2514/6.2010-3787>
- [20] Kryukov I.A. Compact tube bundle pressure drop. *Fiziko-khimicheskaya kinetika gazovoy dinamiki* [Physical-Chemical Kinetics in Gas Dynamics], 2014, vol. 15, no. 6, pp. 1–9 (in Russ.). EDN: UAHFQL
- [21] Anpilogov R.A., Belugin V.A., Pozdyaev D.N. [Computational study of resistance coefficients in transverse flow around bundles of pipes with triangular equilateral arrangement]. *Tr. 15-y Nauch.-tekh. konf. "Molodezh v nauke"* [Proc. 15th Sc.-Tech. Conf. Youth in Science]. Sarov, 2017, VNIIEF Publ., pp. 41–45 (in Russ.).
- [22] Krapivtsev V.G., Gurov V.A. Experimental study of hydraulic characteristics of honeycomb type spacer grids. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii* [Engineering Journal: Science and Innovation], 2015, no. 6 (in Russ.). DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/2308-6033-2015-6-1410>

[23] Kalishevskiy L.L., Krapivtsev V.G., Shanin O.I. Issledovanie gidrodynamiceskikh kharakteristik koaksialnykh kollektornykh system [Investigation of hydrodynamic characteristics of coaxial collector systems]. V kn.: *Issledovanie protsessov v energeticheskikh ustanovkakh. Vyp. 4* [In: Study on processes in power plants. Iss. 4]. Moscow, BMSTU Publ., 1979, pp. 73–87 (in Russ.).

[24] Granovskaya V.A., Siraya T.N. Metody obrabotki eksperimentalnykh dannykh pri izmereniyakh [Methods of processing experimental data in measurements]. Leningrad, Energoatomizdat Publ., 1990.

[25] Solonin V.I., Stolotnyuk Ya.D. Transient forces on the tube bundle surface in cross flow. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii*, 2015, no. 3, pp. 104–109 (in Russ.). EDN: UKQTV D

**Stolotnyuk Ya.D.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Nuclear Reactors and Power Plants, BMSTU (2-ya Baumanskaya ul. 5, str. 1, Moscow, 105005 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Stolotnyuk Ya.D. Pressure drop in a tube bundle with the countercharge arrangement. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2025, no. 3 (154), pp. 129–142 (in Russ.). EDN: PYOWTS