



DOI: 10.15514/ISPRAS-2026-38(3)-55

## Comparison and Validation of CFD Models for Conjugate Heat Transfer in Aluminum Cooling Profiles

A.D. Surnin, ORCID: 0009-0007-9817-5122 &lt;lalagass66@gmail.com&gt;

A.A. Chernova, ORCID: 0000-0001-8579-6279 &lt;alicaaa@gmail.com&gt;

Kalashnikov Izhevsk State Technical University,  
7, Studencheskaya st., Izhevsk, 426000, Russia

## Сравнение численного и экспериментального моделирования теплообмена в монолитных алюминиевых профилях

А.Д. Сурнин, ORCID: 0009-0007-9817-5122 &lt;lalagass66@gmail.com&gt;

А.А. Чернова, ORCID: 0000-0001-8579-6279 &lt;alicaaa@gmail.com&gt;

Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашикова,  
Россия, 426069, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7.

**Аннотация.** В работе приведены результаты численно-экспериментального исследования процессов сопряжённого теплообмена в монолитных алюминиевых профилях, применяемых в конструкции маслоохладителей. Цель исследования – выполнить валидацию моделей вычислительной гидродинамики (CFD-моделей) по данным лабораторных испытаний, а также провести кроссплатформенное сопоставление результатов, полученных с помощью открытого программного пакета для вычислительной гидродинамики OpenFOAM v10 и модуля ANSYS CFX 2023 R1, при согласованной физико-математической постановке. В численной части реализованы трёхмерные CFD-модели профилей с учётом теплопроводности алюминиевого тела и конвекции на внешней поверхности. Использована модель турбулентности SST и стационарная постановка задачи сопряжённого теплообмена. В экспериментальной части испытан полноразмерный маслоохладитель при скорости воздушного потока 6 м/с, температуре воздуха 20 °С и температуре воды 80 °С. Получены зависимости перепада температуры теплоносителя от геометрических параметров профиля. Наибольшую эффективность показал тонкостенный профиль 45tn, наименьшую – толстостенный 45tl. Кроссплатформенная верификация показала согласованность результатов между платформами, а валидация по эксперименту подтвердила адекватность выбранных физических моделей и численных схем для оценки интегральных характеристик теплообмена. При этом оценена точность моделирования: для OpenFOAM среднее расхождение составило 4 %, а для ANSYS CFX 6 %. Полученные результаты могут быть использованы при оптимизации геометрии алюминиевых профилей и проектировании компактных теплообменных аппаратов.

**Ключевые слова:** сопряжённый теплообмен; CFD-моделирование; алюминиевые профили; маслоохладитель; пакет OpenFOAM; программный модуль ANSYS CFX; экспериментальная верификация.

**Для цитирования:** Сурнин А.Д., Чернова А.А. Сравнение численного и экспериментального моделирования теплообмена в монолитных алюминиевых профилях. Труды ИСП РАН, том 38, вып. 3, часть 4, 2026 г., стр. 191–206. DOI: 10.15514/ISPRAS-2026-38(3)-55.

**Abstract.** This paper presents a combined numerical and experimental study of conjugate heat transfer in monolithic aluminum profiles used in oil coolers. The aim was to compare computational fluid dynamics (CFD) simulations with laboratory experiments to evaluate the accuracy of the numerical models and to analyze how profile geometry affects heat exchange efficiency. Numerical simulations were performed in OpenFOAM v10 and ANSYS CFX 2023 R1 using a steady-state formulation and the SST (Menter) turbulence model. Both the thermal conductivity of the aluminum body and convective heat transfer between the internal coolant flow and external air stream were taken into account. Five profile geometries (64, 32, 50, 45tn, 45tl) were modeled using detailed three-dimensional meshes to obtain the temperature and velocity distributions. Experimental tests were conducted on a full-scale oil cooler at an air velocity of 6 m/s, air temperature of 20 °C, and coolant temperature of 80 °C. The thin-walled profile 45tn showed the highest temperature drop ( $\Delta T \approx 32$  °C), while the thick-walled 45tl demonstrated the lowest ( $\Delta T \approx 16$  °C). The average deviation between CFD predictions and experimental results was  $\approx 4$  % for OpenFOAM and  $\approx 6$  % for ANSYS CFX, confirming the validity of the applied physical models and numerical settings. The obtained results provide a validated basis for the geometric optimization of aluminum profiles and for the development of compact, high-efficiency heat exchangers.

**Keywords:** conjugate heat transfer; CFD modeling; aluminum profiles; oil cooler; OpenFOAM; ANSYS CFX; experimental validation.

**For citation:** Surnin A.D., Chernova A.A. Comparison and Validation of CFD Models for Conjugate Heat Transfer in Aluminum Cooling Profiles. Trudy ISP RAN/Proc. ISP RAS, vol. 38, issue 3, part 4, 2026, pp. 191-206 (in Russian). DOI: 10.15514/ISPRAS-2026-38(3)-55.

### 1. Введение

В современных системах охлаждения гидравлических и энергетических установок ключевую роль играет эффективность теплообменных элементов, определяющая надёжность и ресурс всей системы. Традиционные масляные и воздушные радиаторы часто строятся на трубчатых или оребренных конструкциях, где теплообменная поверхность формируется посредством механических соединений, сварки или монтажа отдельных деталей. Это приводит к ряду ограничений, включая повышенную массу, наличие дополнительных тепловых сопротивлений на стыках и снижение механической жёсткости при вибрационных нагрузках. Перспективной альтернативой являются монолитные алюминиевые профили, в которых теплопередающая поверхность и несущая часть выполнены как единое тело, что потенциально снижает контактные тепловые сопротивления и повышает технологическую надёжность. Вместе с тем, для таких профилей практическое применение методов вычислительной гидродинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD) требует количественной проверки достоверности (валидации) на экспериментальных данных и сопоставления результатов, получаемых в различных CFD-платформах, при единой постановке задачи сопряжённого теплообмена.

Ввиду чего конструктора всё чаще обращаются к новым разработкам, в том числе к монолитным решениям – когда охлаждающие рёбра формируются непосредственно из тела алюминиевого профиля без разъёмных соединений. Один из методов – механическое подрезание, при котором рёбра изготавливаются из основы заготовки. Такой подход сохраняет теплопроводность между основанием и рёбрами, снижает контактные тепловые сопротивления и обеспечивает высокую жёсткость конструкции. Это особенно важно для элементов, подвергающихся вибрации, термическим нагрузкам и длительной эксплуатации в

системах масляного и воздушного охлаждения, где теплоноситель циркулирует внутри профиля, а теплоотдача осуществляется в поток воздуха.

Технологическая и практическая значимость подобных решений подтверждается патентной документацией: в частности, патент [1] рассматривает устройство и технические решения для отвода тепла от тепловыделяющих компонентов, демонстрируя направление развития конструкций с улучшенной геометрией рёбер и организацией теплоотвода.

Кроме того, комбинированное применение численного моделирования и натуральных испытаний для верификации теплогидродинамических характеристик теплообменных аппаратов подробно рассмотрено в работах [2-6]. В [2] проведено численное и экспериментальное исследование гидродинамики теплообменного аппарата, показав хорошую сходимость результатов, полученных с помощью открытого программного пакета для вычислительной гидродинамики OpenFOAM (OpenFOAM-моделирование) и экспериментальных измерений для многосекционных теплообменников и подчёркнув важность сопоставления CFD с натурными данными при оценке гидравлических характеристик. В работе [3] с использованием метода конечных элементов исследованы теплообменные процессы заборного теплообменного аппарата, что подчёркивает значимость сопряжённого подхода при анализе систем с жидкостным теплоносителем. Статья [4] посвящена численному моделированию теплообмена в аппарате воздушного охлаждения масла и демонстрирует особенности организации потоков и распределения температуры при воздушном обдуве оребренных поверхностей.

В настоящем исследовании рассматривается серия из пяти геометрических модификаций монолитных алюминиевых профилей новой конструкции [7], изготовленных с использованием технологии подрезания рёбер. Проводится сравнение результатов, полученных с помощью численных методов в программных пакетах OpenFOAM и ANSYS CFX, а также экспериментальных данных, с целью оценки эффективности профилей и валидации численных подходов.

Целью исследования является кроссплатформенная верификация расчетных систем OpenFOAM и ANSYS CFX на экспериментальных данных. Дополнительно производится оценка теплотехнических характеристик пяти типов алюминиевых профильных элементов для выявления наиболее теплоэффективной конструкции.

Статья построена следующим образом. В разделе 2 описаны геометрия исследуемых профилей и постановка задачи. В разделе 3 изложены методы численного моделирования в программных пакетах OpenFOAM и ANSYS CFX. Раздел 4 посвящён экспериментальной методике и характеристикам стенда. В разделе 5 представлены результаты и сравнительный анализ, а в разделе 6 обсуждаются выводы и практические рекомендации.

## 2. Описание исследуемых конструкций

Объектом исследования являются пять типов алюминиевых профильных элементов, отличающихся габаритами, толщиной стенки и конфигурацией внутреннего сечения. Профили обозначены по номинальной ширине – 64, 32, 50, 45тн и 45тл. При этом индексы тн и тл обозначают, соответственно, тонкостенное и толстостенное исполнения маслоохладителя при одинаковых наружных размерах. Геометрические параметры исследованных профилей приведены в табл. 1.

Все профили изготовлены из технического алюминия марки АД0 методом механического подрезания резцом на поперечно-строгальном станке, в результате чего охлаждающие рёбра формируются непосредственно из тела заготовки. Такая технология позволяет получать монолитные теплообменные элементы без необходимости сварных соединений: рёбра и основание представляют собой единую деталь. В традиционных конструкциях теплообменников соединение элементов выполняется, как правило, пайкой либо методом дорнования трубок, что усложняет технологический процесс и повышает термическое

сопротивление в местах контакта. Применение монолитного профиля исключает вышеуказанные недостатки и обеспечивает минимизацию теплового сопротивления между основанием и рёбрами и высокую механическую жёсткость.

Форма рёбер после обработки имеет копьёобразный профиль с асимметрией, что способствует увеличению площади поверхности теплообмена, с одной стороны, но и является геометрическим турбулизатором воздушного потока при обдуве, с другой.

Исследуемые геометрические варианты представлены на рис. 1, где показаны особенности внутреннего канала для прохождения теплоносителя и конфигурация наружных рёбер охлаждения.

Рёбра охлаждения формируются на верхней поверхности профиля равномерно по длине. В процессе подрезания заготовки высота и шаг рёбер определяются параметрами подачи и глубиной резания. Такая технология позволяет варьировать геометрию поверхности без изменения основного профиля, что обеспечивает гибкость конструкции и возможность подбора оптимального соотношения между теплоотдачей и прочностью.

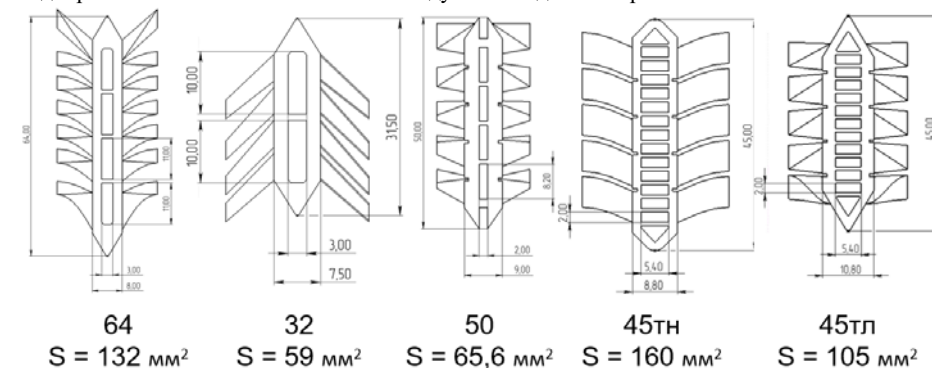


Рис. 1. Геометрия и размеры алюминиевых профилей, используемых в исследовании.

Fig. 1. Geometry and dimensions of the aluminum profiles used in the study.

Табл. 1. Геометрические параметры исследованных алюминиевых профилей.

Table 1. Geometrical parameters of the studied aluminum profiles.

Обозначение профиля	Толщина стенки, мм	Площадь внутреннего сечения, мм <sup>2</sup>	Краткая характеристика
64	1,5	132	Крупногабаритный профиль с развитым внутренним каналом
32	1,5	59	Компактный вариант с узким каналом, предназначен для малых расходов
50	1,0	65,6	Профиль со сквозными пазами, удобный для обработки и крепления, а также с узкими каналами
45тн	0,7	160	Тонкостенный вариант с увеличенным внутренним объёмом
45тл	1,5	105	Толстостенный аналог 45тн, повышенная жёсткость и тепловая инерционность

Трёхмерные CAD-модели профилей были разработаны в программной среде FreeCAD [13]. Полученные геометрии экспортировались в формате STEP и далее использовались при построении расчётных сеток и настройке граничных условий в соответствующих программных пакетах.

### 3. Математическая постановка и физические модели

#### 3.1. Общие положения и физическая модель

В ходе исследования рассматривались пять вариантов исполнения алюминиевых профилей (64, 32, 50, 45тн, 45тл), отличающихся внутренним сечением и толщиной стенки. В каждом профиле рассматривался участок, включающий один проход внутреннего канала с прилегающей частью стенки. Расчётная область включала внутреннюю жидкостную полость, алюминиевое тело профиля, внешнюю границу теплоотдачи к воздушной среде и окружающий элемент охлаждения воздушный поток, обтекающий внешнюю стенку профиля.

При построении математической модели приняты следующие допущения:

- процесс теплообмена рассматривается в стационарном режиме;
- теплоноситель (вода) и воздух считаются несжимаемыми изотропными средами;
- физические свойства ( $\rho$ ,  $\mu$ ,  $\lambda$ ,  $c_p$ ) предполагаются постоянными при рабочих температурах;
- шероховатость стенок и радиационный теплообмен не учитывались;
- входной поток теплоносителя и воздуха предполагался равномерным без закручивания;
- в алюминиевом теле учитывается только теплопроводность, конвекция отсутствует;
- контактные границы «жидкость–металл» и «металл–воздух» рассматриваются как совершенно теплопроводящие (условие IV рода).

#### 3.2. Система уравнений

Рабочие процессы в элементе маслоохладителя описывались системой уравнений Навье–Стокса в форме:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right], \\ \rho c_p u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right), \end{aligned}$$

где  $u_i$  – компоненты скорости;  $p$  – давление;  $T$  – температура;

$\rho$ ,  $\mu$ ,  $c_p$ ,  $\lambda$  – плотность, динамическая вязкость, теплоёмкость и теплопроводность соответственно.

Для твёрдой части профиля решалось уравнение теплопроводности:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda \nabla T),$$

где  $\lambda_s$  – коэффициент теплопроводности алюминия.

Поскольку поток теплоносителя внутри каналов профиля характеризуется сравнительно малыми числами Рейнольдса ( $Re \approx 10^2 - 10^3$ ), для внутренней области применялась ламинарная постановка.

Характер внешнего воздушного потока характеризуется числом  $Re \approx 10^5 - 10^6$ , ввиду чего для его описания исходная система уравнений осредняется по Фавру и Рейнольдсу с последующим замыканием в рамках модели турбулентности SST  $k-\omega$  [8], реализованная как:

$$\begin{aligned} \partial(\rho k)/\partial t + \partial(\rho k \cdot u_j)/\partial x_j &= P_k - \beta \cdot \rho \cdot k \cdot \omega + \partial/\partial x_j [(\mu + \sigma_k \cdot \mu_t) \cdot \partial k/\partial x_j], \\ \partial(\rho \omega)/\partial t + \partial(\rho \omega \cdot u_j)/\partial x_j &= \alpha \cdot (\omega/k) \cdot P_k - \beta \cdot \rho \cdot \omega^2 + \partial/\partial x_j [(\mu + \sigma_\omega \cdot \mu_t) \cdot \partial \omega/\partial x_j] + \\ & 2 \cdot (1 - F^1) \cdot \rho \cdot \sigma_\omega 2 \cdot (1/\omega) \cdot (\partial k/\partial x_j) \cdot (\partial \omega/\partial x_j), \\ P_k &= \tau_{ij} \cdot \partial u_i/\partial x_j \\ \tau_{ij} &= \mu_t \cdot (\partial u_i/\partial x_j + \partial u_j/\partial x_i) - (2/3) \cdot \rho \cdot k \cdot \delta_{ij} \\ \mu_t &= (\rho \cdot a^1 \cdot k)/\max(a^1 \cdot \omega, S \cdot F^2) \\ S &= \sqrt{(2 \cdot S_{ij} \cdot S_{ij})}, \quad S_{ij} = 0.5 \cdot (\partial u_i/\partial x_j + \partial u_j/\partial x_i) \\ F_i &= \tanh[(arg_i)^4], \quad i = 1, 2 \\ D_\omega &= 2 \cdot (1 - F^1) \cdot \rho \cdot \sigma_\omega 2 \cdot (1/\omega) \cdot (\partial k/\partial x_j) \cdot (\partial \omega/\partial x_j) \end{aligned}$$

где  $\rho$  – плотность,  $\mu$  – молекулярная вязкость,  $\mu_t$  – турбулентная вязкость,  $\beta, \alpha, \sigma_k, \sigma_\omega$  – эмпирические коэффициенты модели,  $F_1$  и  $F_2$  – весовые функции. Константы модели определены следующим образом:  $a_1 = 0.31$ ,  $\beta_* = 0.09$ ,  $\alpha_1 = 5/9$ ,  $\beta_1 = 3/40$ ,  $\sigma_{k1} = 0.85$ ,  $\sigma_{\omega 1} = 0.5$ ,  $\alpha_2 = 0.44$ ,  $\beta_2 = 0.0828$ ,  $\sigma_{k2} = 1$ ,  $\sigma_{\omega 2} = 0.856$ .

Во всех расчётных случаях значение безразмерного параметра  $y^+$  поддерживалось в диапазоне от 7 до 10.

#### 3.3. Граничные и начальные условия

На входе задавались скорость и температура жидкости:

$$U_{in} = \text{const}, \quad T_{in} = 80^\circ \text{C},$$

На выходе – условие нулевого градиента для скорости и температуры при фиксированном давлении  $p_{out} = 0$ .

На внешних поверхностях профиля задавалось условие конвекции:

$$-\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n} = h_{air} (T_s - T_{air}),$$

где  $h_{air}$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности к воздуху (расчётный диапазон 30–50 Вт/(м<sup>2</sup>·К)),  $T_{air}$  – температура воздуха, для алюминиевого материала использовались параметры: теплопроводность  $\lambda_s = 230$  Вт/(м·К), плотность  $\rho = 2710$  кг/м<sup>3</sup>.

На границе жидкость–тело применялось условие равенства температур и тепловых потоков:

$$T_f = T_s, \quad -\lambda_f \frac{\partial T_f}{\partial n} = -\lambda_s \frac{\partial T_s}{\partial n},$$

Для стенок приняты условия no-slip ( $U = 0$ ) и непроницаемости.

На входе воздушного канала задавалась скорость потока  $U_{in} = 4-6$  м/с и температура воздуха  $T_{in} = 20^\circ \text{C}$ .

Внутри профиля моделировался поток теплоносителя (вода) с температурой  $T_{fluid} = 80^\circ \text{C}$ .

На выходе расчётной области применялось условие нулевого градиента для скорости и температуры, а для давления – фиксированное значение  $p_{out} = 0$ .

Моделирование производилось в квазистационарной постановке, условием установления решения являлась стабилизация поля температур и скоростей.

### 3.4 Численная реализация

Поставленная таким образом задача решалась численно методом конечных объемов с применением программных сред – OpenFOAM v10 и ANSYS CFX 2023 R1, что позволило провести кроссплатформенную верификацию данных программных продуктов и оценить влияние численных схем на итоговые теплотехнические характеристики.

#### 3.4.1. Геометрическая подготовка и построение сетки

CAD-модели пяти исследуемых профилей (типов 64, 32, 50, 45тн и 45тл) были разработаны с применением программы параметрического трёхмерного моделирования FreeCAD и экспортированы в формате STEP (Standard for the Exchange of Product Data).

Для построения сеток в OpenFOAM использовался связанный пакет SALOME 9.10, обеспечивающий формирование трёхмерных объёмных сеток с последующим экспортом в формат UNV (Universal File Format) и импортом через стандартный конвертер *ideasUnvToFoam*.

В пакете SALOME применялась гексаэдро-тетраэдральная схема построения (*Hexa-Tetra hybrid*) с локальным сгущением в областях рёбер охлаждения и у границ раздела сред. Уменьшенный характерный размер задавался на поверхностях рёбер охлаждения, в области их кромок, а также у границ раздела сред (поверхности сопряжения «жидкость–алюминий» и «алюминий–воздух») для более точного разрешения зон повышенных градиентов скорости и температуры; в остальном объёме использовался базовый размер сетки. Пример полученной сетки приведен на рис. 2.

В универсальном сеточном генераторе ANSYS Meshing использовалась сетка гексаэдрической формы (Hex Dominant), также с уточнением вблизи поверхности профиля и пристенных слоёв. При этом на каждой модели элемента охлаждения формировалось порядка 9 млн ячеек, а полная расчётная область (включая воздух и внутренние каналы) содержала около 26 млн элементов.

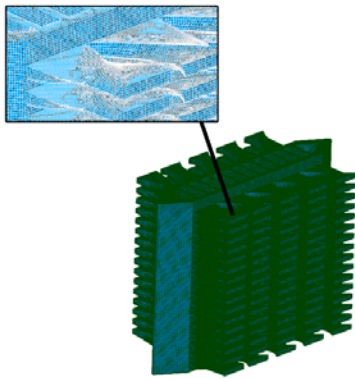


Рис. 2. Полученная сетка.  
Fig. 2. The resulting mesh.

Для корректного описания пограничного слоя в обеих CFD-платформах формировались призматические пристенные слои (inflation layers), при этом высота первого слоя подбиралась по результатам контроля параметра  $y^+$ , обеспечивающим корректное разрешение поля скорости в пограничной зоне и выполнение условия  $y^+ \approx 10 \pm 3$ .

Специальной ручной обработки поверхности не проводилось, однако для обеспечения требуемого качества поверхностной сетки в зонах сложной геометрии применялся

итерационный подбор параметров локального сгущения расчётной сетки с уменьшением характерного размера элементов на поверхностях рёбер, их кромках, а также на интерфейсах «жидкость–алюминий» и «алюминий–воздух». После генерации сетки выполнялся контроль качества средствами генератора и проверка сетки в решателе (устойчивость сходимости, отсутствие недопустимых элементов). В зонах рёбер контролировалось отсутствие элементов с деградацией формы, способных приводить к локальной неустойчивости решения.

#### 3.4.2. Численные схемы и решение

В пакете OpenFOAM v10 использовался решатель chtMultiRegionFoam. Расчет проводился методом установления. Для конвективных членов использовалась схема Gauss upwind второго порядка, для диффузионных членов – схема Gauss linear corrected, для градиентов – схема least squares. Время расчета одного варианта исполнения оребрения (при использовании шести ядер) составляло 9,5 часов.

Критерий сходимости по невязке составлял  $10^{-6}$  для уравнений импульса и энергии.

В пакете ANSYS CFX для аппроксимации конвективных членов применялась схема центральных разностей второго порядка точности, для диффузионных членов – центральная схема, в областях с большими градиентами применялась противопоточная схема. Порог сходимости по невязкам составлял  $10^{-5}$ .

Решение считалось достигнутым при стабилизации интегрального теплового потока через границу раздела и установлении постоянного распределения температуры. Время расчета одного варианта исполнения оребрения (при использовании шести ядер) составляло 10,4 часа.

#### 3.4.3. Проверка согласованности результатов

Проверка численной реализации включала:

- анализ влияния сгущения сетки (увеличение числа элементов до 1,5 раз приводило к изменению теплового потока менее чем на 2%),
- сравнение распределений коэффициента теплоотдачи между OpenFOAM и CFX для профиля 50,
- контроль теплового баланса через интерфейс «воздух – алюминий – вода».

Расхождение интегральных тепловых потоков между OpenFOAM и ANSYS CFX не превышало 3%, что подтверждает корректность реализации сопряжённой задачи и адекватность выбранных сеточных параметров.

#### 3.4.4. Анализ сеточной сходимости

Для оценки влияния плотности расчётной сетки на результаты моделирования был выполнен анализ сеточной сходимости.

Использовались три варианта сеток с различным числом ячеек в жидкостной и твердотельной областях. Результаты анализа сеточной сходимости для трёх вариантов сеток приведены в табл. 2.

При увеличении числа ячеек свыше 20 млн изменение интегрального параметра  $\Delta T$  не превышало 0.6 %.

Сходимость по сетке достигалась на уровне:

$$\frac{|\Delta T_{N+1} - \Delta T_N|}{\Delta T_N} \leq 1\%$$

На основании этого для всех последующих расчётов использовалась сетка средней плотности ( $\approx 25$  млн ячеек), обеспечивающая оптимальное соотношение точности и вычислительных затрат.

Средний показатель  $y^+$  в пограничном слое составлял  $10 \pm 3$ , что соответствует корректному применению пристенных функций SST-модели.

Табл. 2. Результаты анализа сеточной сходимости для модели сопряжённого теплообмена.  
Table 2. Results of grid independence study for the conjugate heat transfer model.

Вариант	Количество ячеек, млн	Минимальный $y^+$	$\Delta T$ (OpenFOAM), °C	$\Delta T$ (ANSYS CFX), °C
Сетка 1 (грубая)	12,4	35	30,4	31,1
Сетка 2 (средняя)	24,8	12	31,6	32,2
Сетка 3 (уточнённая)	38,2	8	31,8	32,3

#### 4. Экспериментальная методика и результаты

##### 4.1. Схема и условия испытаний

Экспериментальные испытания выполнялись на лабораторном стенде, предназначенном для исследования процессов сопряжённого теплообмена алюминиевых профилей при обдуве воздухом. Общая схема представлена на рис. 3.

В отличие от численного моделирования, где расчёты выполнялись для одного типового алюминиевого профиля в изолированном виде, в эксперименте исследовался полноразмерный маслоохладитель, состоящий из ряда аналогичных профилей, соединённых в пакет. Такая конфигурация обеспечивает более реалистичное распределение потоков и позволяет оценить интегральные характеристики устройства в сборе.

Стенд включает:

- замкнутый контур циркуляции теплоносителя (вода) с регулируемым расходом и электронагревателем;
- измерительный участок с исследуемым маслоохладителем, размещённым в воздушном канале;
- систему измерения температур;
- осевой вентилятор постоянного расхода, обеспечивающий равномерный поток воздуха.

Во всех сериях испытаний температура воздуха поддерживалась  $20 \pm 1$  °C, а скорость в рабочем сечении составляла 6 м/с. Через внутренний канал профиля прокачивалась вода с температурой  $80 \pm 0,5$  °C, расход выбирался постоянным, обеспечивая число Рейнольдса  $Re \approx 10^6$ . Продолжительность каждого прогона – не менее 15 мин, до достижения термического равновесия.

##### 4.2. Результаты испытаний

Критерием оценки эффективности служила температура воды на выходе из маслоохладителя  $T_{out}$ . Чем ниже  $T_{out}$ , тем выше эффективность теплообмена. Для сопоставимости все профили

испытывались при одинаковых граничных условиях. Полученные результаты представлены в табл. 3.

#### 4.3. Анализ результатов

Наибольший перепад температур зафиксирован для профиля 45тн ( $\Delta T = 32$ °C), что свидетельствует о наиболее интенсивном теплообмене в тонкостенной конфигурации с увеличенным внутренним объёмом.

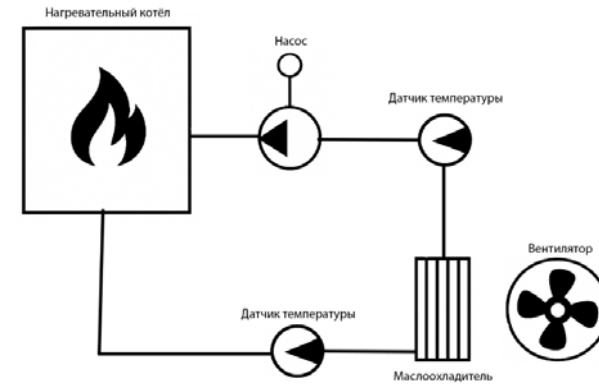


Рис. 3. Схема экспериментального стенда.  
Fig. 3. Experimental test bench diagram.

Табл. 3. Результаты экспериментальных испытаний.  
Table 3. Results of experimental tests.

Показатели	Профиль 45тн	Профиль 45тл	Профиль 50	Профиль 32	Профиль 64
Средняя температура на входе, °C	79,48	79,53	78,05	78,23	79,02
Средняя температура на выходе, °C	47,40	63,70	60,10	57,98	52,88
Средняя дельта температур, °C	32,08	15,83	17,95	20,25	26,14
Количество рядов профилей	2	2	2	2	1
Количество профилей в одном ряду	16	12	13	11	11

Минимальные значения  $\Delta T$  наблюдались у профиля 45тл ( $\Delta T \approx 16$  °C), где повышенная толщина стенки снижает эффективность передачи тепла.

Промежуточные результаты для профилей 32, 50 и 64 соответствуют расчётным тенденциям: увеличение габарита и внутреннего сечения способствует росту теплоотдачи до

определённого предела, после чего эффективность снижается из-за увеличения гидравлического сопротивления и неравномерности обдува.

### 5. Сравнение численных и экспериментальных данных

Сравнение численных и экспериментальных результатов выполнялось по интегральному параметру – перепаду температуры теплоносителя  $\Delta T = T_{in} - T_{out}$ , характеризующему эффективность теплоотдачи.

Следует отметить, что численные расчеты в OpenFOAM и Ansys CFX проводились только для одиночного алюминиевого профиля длиной 65 мм, в то время как в эксперименте исследовался полноразмерный маслоохладитель, состоящий из нескольких десятков профилей, объединённых в пакет.

При таком различии масштабов прямое сопоставление абсолютных значений  $\Delta T$  некорректно: численные расчеты давали локальные перепады температуры порядка 0.8–1.2 °C на длине одного профиля.

Для приведения результатов к интегральным значениям, сопоставимым с экспериментом, выполнялась линейная аппроксимация – умножение локального температурного градиента ( $\Delta T/\Delta x$ ) на суммарную длину ряда профилей в маслоохладителе.

Такой подход не является строго корректным, однако позволяет получить инженерно осмысленную оценку и сравнить тенденции между различными типами профилей.

#### 5.1. Обобщение результатов моделирования

Сопоставление экспериментальных данных с расчётами в OpenFOAM и ANSYS CFX представлено в табл. 4.

Табл. 4. Сравнение экспериментальных и расчётных значений перепада температур

Table 4. Comparison of experimental and calculated temperature differences

Профиль	$\Delta T$ эксп., °C	$\Delta T$ (OpenFOAM), °C	$\Delta T$ (ANSYS CFX), °C	Ошибка OpenFOAM, %	Ошибка ANSYS CFX, %
45гл	15,83	16,2	16,5	4,2	4,4
45тн	32,08	30,9	33,8	3,7	5,3
50	17,95	18,7	18,9	4,2	5,6
32	20,25	19,4	19,0	4,2	6,4
64	26,14	27,2	24,3	4,1	6,9

Расчётные перепады температур приведены после масштабирования по эквивалентной длине ряда профилей. CFX показал несколько более высокие значения  $\Delta T$  по сравнению с OpenFOAM, что связано с отличиями в численных схемах и более агрессивной конвергенцией при решении сопряжённой задачи.

Среднее расхождение по всем профилям составило  $\approx 4\%$  для OpenFOAM и  $\approx 5-7\%$  для ANSYS CFX, что согласуется с ожидаемыми пределами для сопряжённых задач теплообмена средней сложности. Таким образом, OpenFOAM обеспечивает более точное количественное совпадение с натурными измерениями. Характерная тенденция совпадает: наиболее эффективным остаётся тонкостенный профиль 45тн, а наименее – 45гл.

На рис. 4 показано парное сравнение экспериментальных и расчётных значений  $\Delta T$  для различных профилей. Диаграмма демонстрирует хорошее совпадение формы зависимостей: обе численные модели адекватно воспроизводят относительные различия между вариантами. Из диаграммы видно, что расчёт OpenFOAM наиболее близок к экспериментальным данным. Для всех профилей расхождение не превышает 4,5 %, тогда как CFX даёт систематическое завышение на 5-7 %.

При этом обе модели адекватно воспроизводят относительное распределение эффективности: максимальный  $\Delta T$  у тонкостенного 45тн, минимальный – у 45гл.

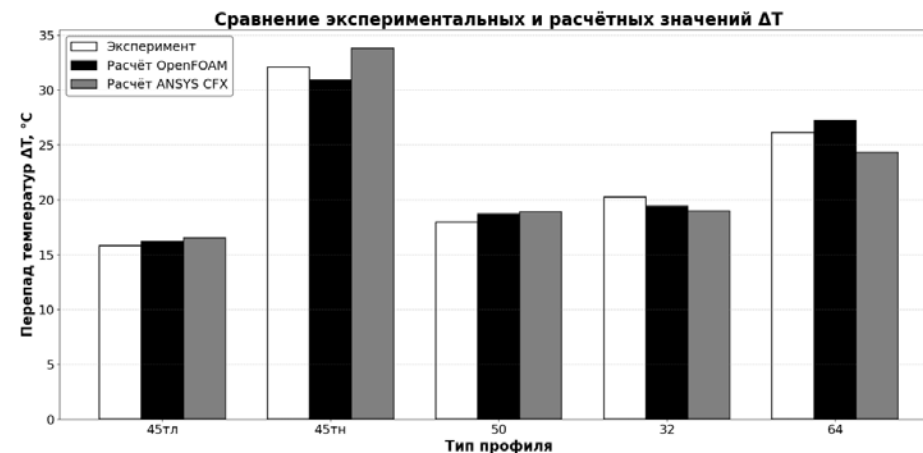


Рис. 4. Сравнение экспериментальных и расчётных значений  $\Delta T$  (OpenFOAM и ANSYS CFX) для различных профилей.

Fig. 4. Comparison of experimental and calculated  $\Delta T$  (OpenFOAM and ANSYS CFX) for different profiles.

#### 5.2. Анализ результатов

Из графика (рис. 4) и данных табл. 4 видно, что обе численные модели – OpenFOAM и ANSYS CFX – качественно воспроизводят тенденции, наблюдаемые в эксперименте.

Для всех профилей сохраняется правильная последовательность по эффективности теплообмена:

- минимальный перепад температур у толстостенного профиля 45гл,
- максимальный – у тонкостенного 45тн,
- промежуточные значения – у профилей 32, 50 и 64.

Оба программных комплекса качественно воспроизводят характер изменения теплоотдачи, однако OpenFOAM демонстрирует более точное количественное совпадение с экспериментом. Средняя ошибка OpenFOAM составила около 4 %, тогда как ANSYS CFX – 6 %.

Это объясняется более гибкой настройкой интерфейсов chtMultiRegionFoam и учётом реальных тепловых потоков между областями, тогда как в ANSYS CFX наблюдается лёгкое завышение градиентов температуры вблизи стенок.

Такое различие объясняется использованием более устойчивых численных схем и встроенного сопряжённого решателя в ANSYS CFX, где теплообмен между твёрдым телом и жидкостью реализуется итерационно с автоматическим балансом тепловых потоков.

В OpenFOAM, напротив, сопряжение областей выполняется через интерфейсы с ручным контролем конвергенции, что может вызывать небольшое недосогласование температур на границе раздела сред.

Следует подчеркнуть, что все расчётные значения остаются в пределах инженерной достоверности: максимальное расхождение не превышает  $\approx 7\%$ , что является приемлемым для задач сопряжённого теплообмена сложной геометрии.

Основные источники расхождений:

- Различие масштабов моделей – в расчёте анализировался одиночный профиль, а в эксперименте измерялись интегральные параметры всего маслоохладителя, включающего десятки профилей.
- Неучтённое взаимодействие рядов – при эксперименте происходит взаимное влияние воздушных потоков между соседними каналами, чего в CFD-модели не было.
- Идеализация граничных условий – в численных расчётах приняты равномерные поля скоростей и температур, отсутствуют теплотери в крепёжных и коллекторных зонах.
- Различие в турбулентных моделях – обе программы используют SST-модель, но с разными реализациями пристенных функций и критериями перехода ламинарности.

В целом совпадение расчётных и экспериментальных зависимостей позволяет считать применённые подходы физически корректными и пригодными для инженерных оценок эффективности теплообмена.

Для количественной оценки достоверности результатов использовался критерий относительного отклонения между расчётными и экспериментальными значениями:

$$\varepsilon = \frac{|\Delta T_{\text{расч}} - \Delta T_{\text{эксп}}|}{\Delta T_{\text{эксп}}} \times 100\%.$$

Модель считается валидированной, если выполняется условие:

$$\varepsilon \leq 20\%$$

По результатам анализа:

- средняя ошибка OpenFOAM составила  $\approx 4\%$ ,
- средняя ошибка ANSYS CFX  $\approx 6\%$ ,
- максимальное отклонение – не более  $7\%$  (для профиля 64).

Таким образом, обе реализации удовлетворяют критерию валидации.

Можно заключить, что численные модели OpenFOAM v10 и ANSYS CFX 2023 R1 корректно описывают процессы сопряжённого теплообмена в исследуемых профилях.

Модель CFX показывает более стабильную сходимость и чуть большую погрешность, тогда как OpenFOAM обеспечивает гибкость параметризации и сопоставимую точность при правильной настройке сеточных и пристенных параметров.

Обе программы могут применяться для параметрических исследований и оптимизации геометрии алюминиевых теплообменных элементов при условии проведения дополнительной адаптации граничных условий и уточнения режима турбулентности вблизи рёбер охлаждения.

## 6. Заключение

В работе проведено численно-экспериментальное исследование процессов сопряжённого теплообмена в монолитных алюминиевых профилях, применяемых в составе маслоохладителей.

На основании выполненных расчётов и испытаний получены следующие результаты:

- Разработаны трёхмерные CFD-модели пяти вариантов алюминиевых профилей, различающихся толщиной стенки и внутренним сечением. В моделях учтены теплопроводность алюминия, конвективный теплообмен между внутренним потоком воды и внешним воздушным обдувом, а также реализация модели турбулентности SST (Menter).
- Проведены лабораторные испытания полноразмерного маслоохладителя при скорости обдува 6 м/с, температуре воздуха 20 °C и воды 80 °C. Получено, что наибольший перепад температур ( $\approx 32$  °C) соответствует тонкостенному профилю 45тн, а наименьший ( $\approx 16$  °C) – толстостенному 45тл.
- Сравнение расчётных и экспериментальных данных показало хорошее согласие: средняя ошибка составила  $\approx 4\%$  для OpenFOAM и  $\approx 6\%$  для ANSYS CFX. Оба решателя удовлетворяют критерию валидации, однако OpenFOAM обеспечивает более точное количественное совпадение с экспериментом.
- Выявлены ключевые причины расхождений – различие масштабов моделирования, неучтённые потери через коллекторы и влияние соседних каналов, а также специфика реализации турбулентных моделей в двух решателях.
- Показано, что использование монолитных алюминиевых профилей с уменьшенной толщиной стенки и увеличенным внутренним объёмом повышает эффективность теплоотдачи без существенного роста гидравлического сопротивления.

В работе впервые выполнена кроссплатформенная верификация независимых CFD-платформах (OpenFOAM и ANSYS CFX) на задаче сопряжённого теплообмена в сложных геометрических объектах с двумя независимыми рабочими телами. Получена количественная оценка тепловой эффективности серии монолитных алюминиевых профилей. Результаты дополнительно верифицированы с данными натурного эксперимента. Полученные зависимости  $\Delta T$  от геометрии профиля и оценённые погрешности расчёта формируют основу для дальнейшей оптимизации профилей и инженерного проектирования компактных теплообменников.

## Список литературы / References

- [1]. Стройков А.Е. Способ изготовления радиатора: пат. № 2 810 937 С1 Российская Федерация. № 2023104121; заявл. 22.02.2023; опубл. 09.01.2024. бюл. № 1. Заявитель и патентообладатель: Стройков А. Е. Доступно по ссылке: <https://patents.google.com/patent/RU2810937C1>, дата обращения: 01.04.2026. / Stroikov A.E. Method for manufacturing a radiator. Patent RU 2810937 C1, Russian Federation, no. 2023104121; filed Feb 22, 2023; published Jan 9, 2024. Applicant and patentee: A. E. Stroikov. Available at: <https://patents.google.com/patent/RU2810937C1>, accessed 01.04.2026.
- [2]. Байметова Е.С., Митрюкова Е.А. Численное и экспериментальное исследование гидродинамики теплообменного аппарата. Труды ИСП РАН. Серия: Математическое моделирование и вычислительные методы, 2023, т. 35, № 6, стр. 235-246. DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(6)-15. / Baymetova E.S., Mitryukova E.A. Numerical and experimental study of hydrodynamics of a heat exchanger. Proceedings of the ISP RAS. Series: Mathematical Modeling and Computational Methods, 2023, vol. 35, no. 6, pp. 235-246. DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(6)-15.
- [3]. Белов А.М. Исследование методом конечных элементов теплообменных процессов заборного теплообменного аппарата. Труды Крыловского государственного научного центра, 2023, № 3, стр. 405-414. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-126-134. / Belov A.M. Finite Element Study of Heat Exchange Processes in an External Heat Exchanger. Proceedings of the Krylov State Research Centre, 2023, no. 3, pp. 405-414. DOI: 10.24937/2542-2324-2023-3-405-126-134.
- [4]. Хабибуллин И.И. Численное моделирование процессов теплообмена в аппарате воздушного охлаждения масла. Новые технологии и оборудование, 2020, № 2, стр. 33-39. DOI: 10.37412/NTiO-2020-2-33-39. / Khabibullin I.I. Numerical Simulation of Heat Transfer Processes in an Air Oil Cooler. New Technologies and Equipment, 2020, no. 2, pp. 33-39. DOI: 10.37412/NTiO-2020-2-33-39.

- [5]. Сурнин А.Д., Чернова А.А. Исследование рабочих процессов в маслоохладителе с копьевидными рёбрами. Материалы Ivannikov ISP RAS Open Conference (ISPRAS), Москва, Россия, 11-12 декабря 2024 г. IEEE, 2025. DOI: 10.1109/ISPRAS64596.2024.10899114. / Surnin A.D., Chernova A.A. Research of Operating Processes in Oil Cooler with Spear-Shaped Fins. In: Proc. 2024 Ivannikov ISP RAS Open Conference (ISPRAS), Moscow, Russia, Dec. 11-12, 2024. IEEE, 2025. DOI: 10.1109/ISPRAS64596.2024.10899114.
- [6]. Сурнин А.Д. Влияние расхода охлаждающей жидкости на эффективность теплоотдачи в ребристой трубе. *Diagnostics, Resource and Mechanics of Materials and Structures*, 2024, № 5, стр. 107-116. DOI: 10.17804/2410-9908.2024.5.107-116. / Surnin A.D. The Effect of Coolant Flow Rate on the Cooling Efficiency of a Finned Tube. *Diagnostics, Resource and Mechanics of Materials and Structures*, 2024, no. 5, pp. 107-116. DOI: 10.17804/2410-9908.2024.5.107-116.
- [7]. Сурнин А.Д. Профиль алюминиевый ячеистый: пат. № 229 205 U1 Российская Федерация. № 2023129670; заявл. 15.11.2023; опублик. 26.09.2024. Патентообладатель: ООО «Ижевский завод радиаторов». Доступно по ссылке: <https://patents.google.com/patent/RU229205U1>, дата обращения 01.04.2026.
- [8]. Ментер Ф. Р. Двухпараметрические модели турбулентности на основе вихревой вязкости для инженерных приложений. *AIAA Journal*, 1994, т. 32, № 8. стр. 1598-1605. DOI: 10.2514/3.12149. / Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 1994, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605. DOI: 10.2514/3.12149.
- [9]. Чернова А. А. Валидация RANS-моделей турбулентности для задачи сопряжённого теплообмена. *Nonlinear Physics and Mechanics*, 2024, т. 10, № 2, стр. 35-45. MSC 2010: 35Q30, 76-10, 76N15. / Chernova A. A. Validation of RANS Turbulence Models for the Conjugate Heat Exchange Problem. *Nonlinear Physics and Mechanics*, 2024, vol. 10, no. 2, pp. 35-45. MSC 2010: 35Q30, 76-10, 76N15.
- [10]. Versteeg H. K., Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method. 2nd ed. Harlow: Pearson Education, 2007. 503 p. / Верстиг Х. К., Малаласекера В. Введение в вычислительную гидродинамику: метод конечных объёмов. 2-е изд. Харлоу: Pearson Education, 2007, 503 с.
- [11]. ANSYS Inc. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Canonsburg, PA: ANSYS Inc., 2024. 432 p. / ANSYS Inc. Руководство по теории решателя ANSYS CFX. Кэнонсберг, Пенсильвания: ANSYS Inc., 2024, 432 с.
- [12]. OpenFOAM Foundation. The OpenFOAM User Guide. Version 10. London: OpenCFD Ltd, 2023. Available at: <https://www.openfoam.com/documentation/overview>, accessed 01.04.2026.
- [13]. FreeCAD Development Team. FreeCAD Documentation. Version 0.19. Available at: <https://www.freecad.org/>, accessed 01.04.2026.

### **Информация об авторах / Information about authors**

Алексей Дмитриевич СУРНИН – аспирант кафедры Тепловые двигатели и установки. Сфера научных интересов: газодинамика, гидродинамика, конвективный теплообмен, теплопередача, математическое моделирование.

Aleksey Dmitrievich SURNIN – postgraduate student at the Department of Thermal Engines and Installations, Kalashnikov Izhevsk State Technical University. Research interests: gas dynamics, hydrodynamics, convective heat exchange, heat transfer, mathematical modeling

Алена Алексеевна ЧЕРНОВА – доктор технических наук, профессор кафедры Тепловые двигатели и установки. Сфера научных интересов: газодинамика, гидродинамика, конвективный теплообмен, теплопередача, математическое моделирование.

Alena Alekseevna CHERNOVA – Dr. Sci. (Tech.), Prof., Department of Thermal Engines and Installations, Kalashnikov Izhevsk State Technical University. Research interests: gas dynamics, hydrodynamics, convective heat exchange, heat transfer, mathematical modeling.