

## **Разработка методики проектирования и расчета теплообменного аппарата для газотурбинных двигателей сложного цикла**

**Силуянова М.В.\*, Попова Т.В.\*\***

*Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993,  
Россия*

*\*e-mail: [dc2mati@yandex.ru](mailto:dc2mati@yandex.ru)*

*\*\*e-mail: [taropova88@yandex.ru](mailto:taropova88@yandex.ru)*

### **Аннотация**

В статье представлено расчетно-экспериментальное исследование теплообменного аппарата пластинчатого типа. В ходе исследования разработана трехмерная методика проектирования и расчета. Проведена верификация разработанной методики на базе экспериментальных данных и критериальных зависимостей. В рамках верификации рассмотрены структурированная гекса-сетка и автоматическая тетра-сетка, выбран наиболее рациональный вариант. Проведено трехмерное расчетное исследование, на базе которого разработана программа аналитического расчета.

**Ключевые слова:** топливная эффективность, сложный цикл, теплообменник, трехмерное проектирование, параметрическое проектирование, оценочный расчет пластинчатого теплообменника.

## Введение

Применение сложных термодинамических циклов в авиации и энергетической отрасли обосновано увеличением топливной эффективности до 36% [1]. Таким образом, регенеративный подогрев рабочего тела снижает необратимый теплообмен и разность температур между «горячим» (газ после турбины) и «холодным» (воздух после компрессора) теплоносителями. Учитывая требования, предъявляемые к теплообменному аппарату для газотурбинных двигателей (ГТД) с регенерацией тепла, а именно: работа при высоких температурах (до 1300 К) и давлениях (до 400 кПа), а также минимальные массогабаритные показатели, сделан выбор в пользу пластинчатых теплообменных аппаратов с теплопередающей поверхностью типа «набивки Френкеля».

При разработке методики определения интенсивности теплообмена при различных углах скрещивания поверхности теплообмена типа «набивки Френкеля» и основываясь на экспериментальных результатах, приведенных в работе [3], сравнивались при всех прочих равных условиях поверхность теплообмена с гладкими каналами (с углом скрещивания  $0^\circ$ ) и при угле скрещивания в  $37^\circ$ . Проведенные эксперименты показали, что увеличение угла скрещивания пластин ведет к возрастанию в 1,4-1,6 раза числа  $Nu$  и коэффициента потерь давления  $\xi$  по сравнению с гладким каналом (рис.1, 2).

### Зависимость Nu (Re)

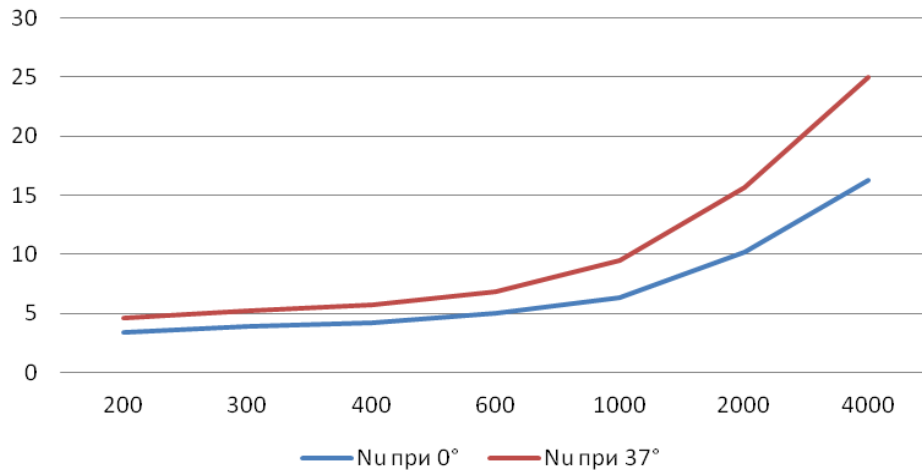


Рис. 1. График зависимости Nu (Re).

### Зависимость $\xi$ (Re)

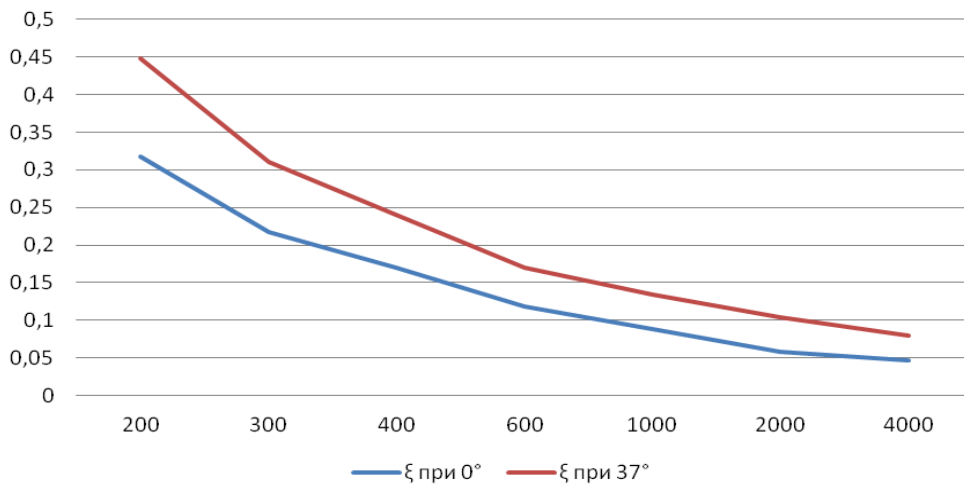


Рис. 2. График зависимости  $\xi$ (Re).

Коэффициент потерь давления -  $\xi$  находится как:  $\xi = \frac{2\Delta P_{пов} \cdot d_g}{\rho \cdot L \cdot \omega^2}$  где

$\Delta P_{пов}$  – поверхность теплообмена,  $L$  – длина канала,  $d_g$  – эквивалентный диаметр канала,  $\rho$  и  $\omega$  – средняя плотность и скорость течения рабочей среды в канале.

В статье рассмотрены принципы проектирования и этапы расчетного исследования теплообменных аппаратов. Основным недостатком

существующих расчетных методов являются большие затраты времени на его проведение. Решение данной проблемы заключается в использовании трехмерных программ расчета и проектирования, позволяющих сократить время, учесть большее количество факторов, влияющих на процесс и представить результаты расчета в наглядном виде (поля скоростей, температур, давлений).

Целью работы является исследование современных методов расчета, проектирования теплообменных аппаратов с поверхностью теплообмена типа «набивки Френкеля». Достижение указанной цели осуществлялось путем решения следующих основных задач:

1. Проведение экспериментального исследования для верификации программы трехмерного расчета пластинчатого теплообменного аппарата.
2. Разработка параметрических 3D-моделей для пластины и оснастки (штамп) теплообменного аппарата.
3. Разработка метода 3D-расчета теплообменного аппарата и его верификация. Разработка аналитического метода расчета, на основе полученных критериальных зависимостей.

### **1. Экспериментальное исследование**

Для разработки методики расчета проведено экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик теплообменного аппарата, созданного по технологии трехмерного послойного селективного лазерного спекания из металлического порошка (selective laser sintering - SLS). Выборочное лазерное спекание (SLS) – это метод аддитивного производства,

используемый для создания функциональных прототипов и мелких партий готовых изделий. Технология основана на последовательном спекании слоев порошкового материала с помощью лазеров высокой мощности. Изготовленный методом лазерного спекания теплообменный аппарат представлен на рис. 3.



Рис. 3. Объект экспериментального исследования – теплообменный аппарат.

Комплексная оценка данного метода позволяет выделить основные преимущества данной технологии:

- отсутствие необходимости в материалах поддержки. Деталь погружена в порошок, который и выполняет функцию поддержки нависающих деталей;

- большой выбор материалов и высокая скорость печати (до 35 мм/час).

К недостаткам данной технологии следует отнести:

- большая шероховатость полученных моделей;

- необходимость дальнейшей обработки;

– долгое время подготовки принтера к работе (нагрев и стабилизация температуры).

Экспериментальное исследование перекрестноточного двухходового теплообменного аппарата, позволило определить основные теплогидравлические характеристики исследуемого образца (рис. 4). Эксперимент проведен при расходах 5 гр/с, 6 гр/с, 7 гр/с, 8 гр/с и температурах 350 К, 380 К, 400 К и 430 К.

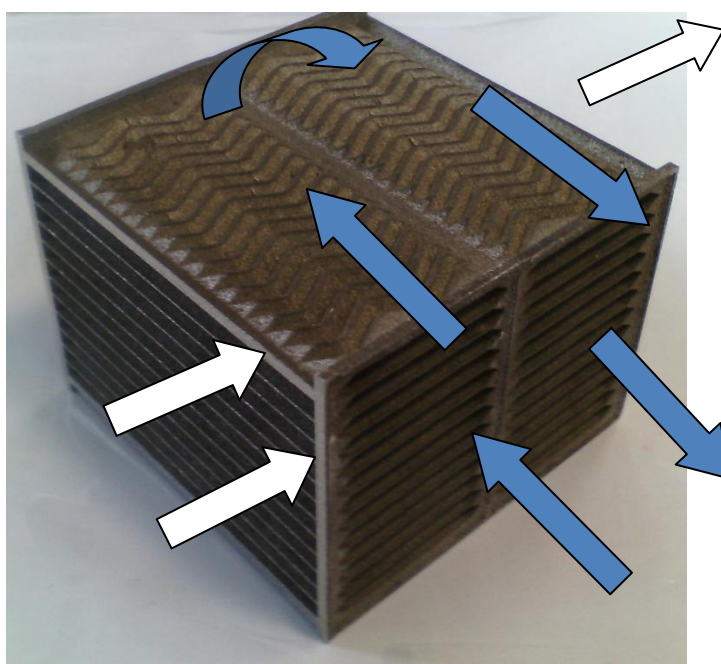


Рис. 4. Схема течения в экспериментальном образце.

В результате исследования построены графики зависимостей: температуры на выходе из горячего и холодного контуров от расхода  $G$  и абсолютных потерь  $P_{\text{абс}}$  от расхода  $G$  (рис. 5, 6, 7, 8).

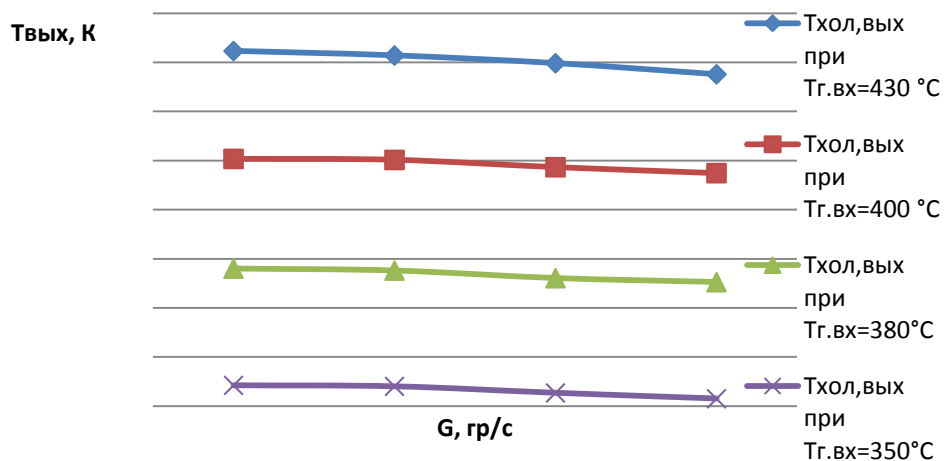


Рис. 5. Зависимость температуры выхода от расхода при различных температурах входа ( $T_{вх}$ ) для холодного теплоносителя.

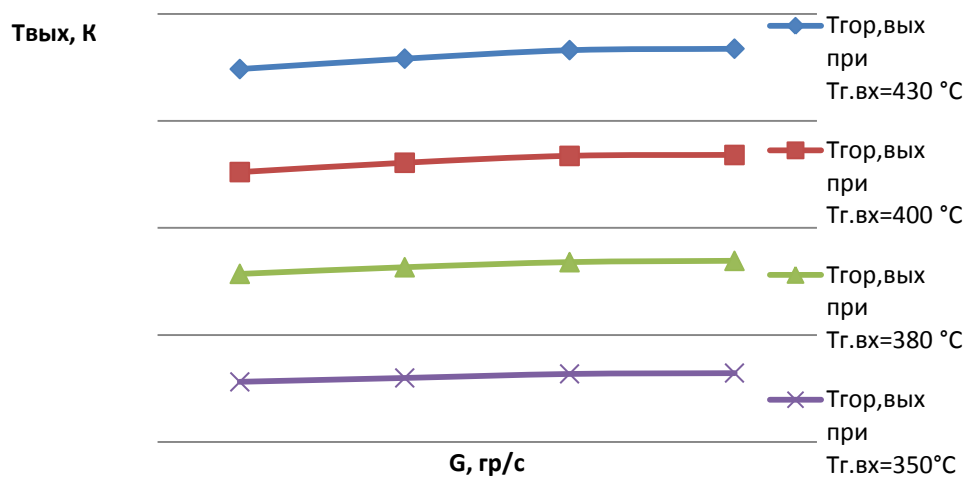


Рис. 6. Зависимость температуры выхода от расхода при различных  $T_{вх}$  для горячего теплоносителя.

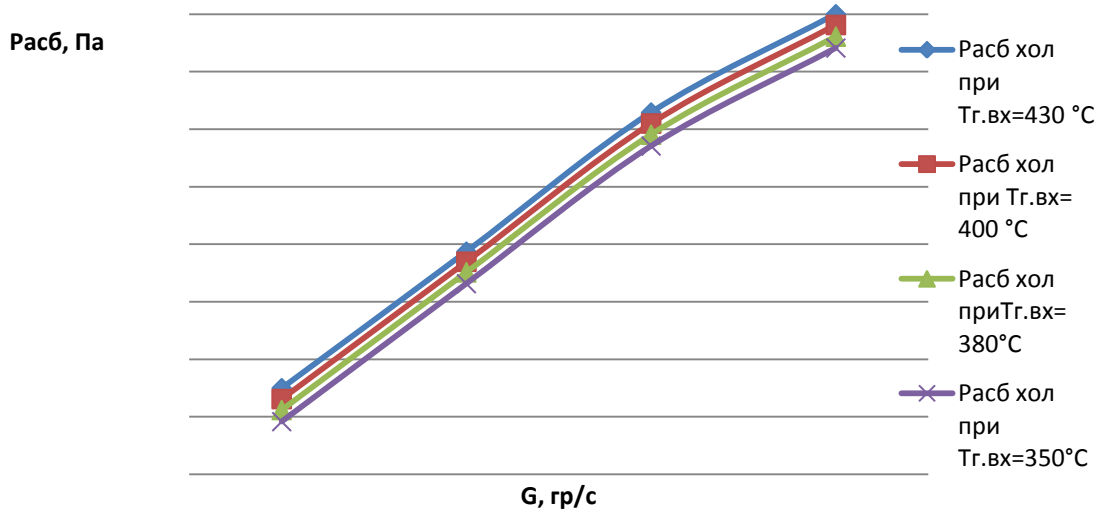


Рис. 7. Зависимость абсолютного давления от расхода при различных  $T_{вх}$  для холодного теплоносителя.

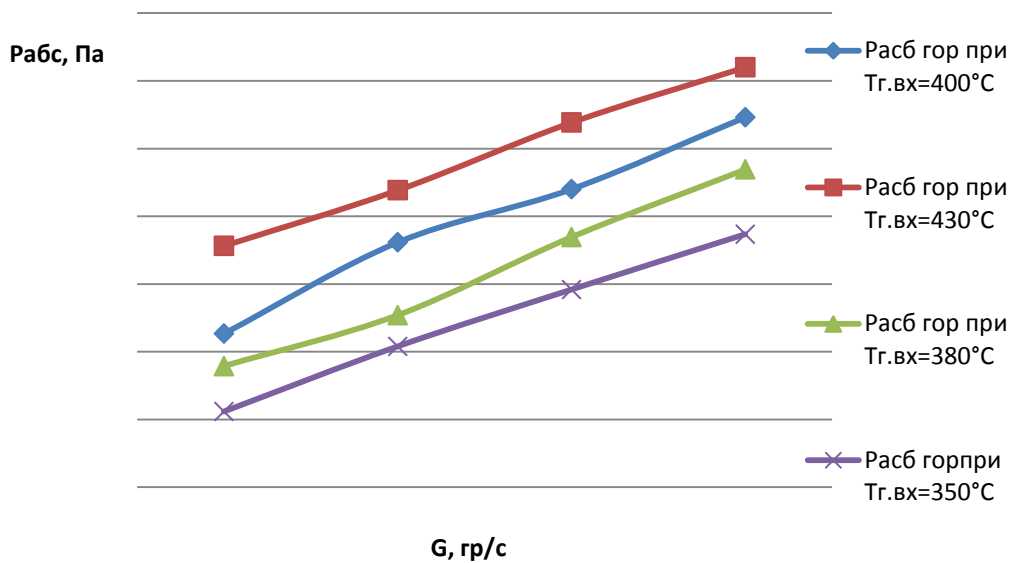


Рис. 8. Зависимость абсолютного давления от расхода при различных  $T_{вх}$  для горячего теплоносителя.

На основании полученных зависимостей можно сделать вывод, что потери давления по холодному тракту сильно зависят от качества поверхности образца. Технология SLS не обеспечивает высокое качество



поверхности (рис. 9). Из-за сложности геометрии экспериментального образца, внутри каналов остается порошок, который в процессе изготовления служит поддержкой для детали. При снижении расхода потери снижаются. По сравнению с холодным, горячий контур имеет гораздо более выгодную для очистки геометрию. В горячем контуре потери по тракту практически не меняются.



Рис. 9. Дефекты изготовления, выявленные при испытании образца (для горячего контура).

Данная картина наблюдается на всех режимах эксперимента. Это объясняется небольшим диапазоном рассмотренных расходов. Как видно из представленных графиков (рис. 5, 6, 7, 8), при постоянных входных параметрах, температура на выходе из холодного контура, снижается с повышением расхода, обратная ситуация наблюдается в горячем контуре. Небольшой диапазон изменения температур связан с ограниченными

возможностями нагревательного элемента стенда. Так же это объясняется небольшим диапазоном рассмотренных расходов.

Полученные результаты эксперимента и графики, имеющие правильные тенденции роста и падения, могут использоваться для верификации расчета.

### **3. Метод 3D-проектирования и расчета.**

Применение методов параметрического проектирования целесообразно для исследуемого объекта – теплообменного аппарата, так как при постоянстве его функций необходимо рассматривать его различные габаритные размеры.

На основе существующих методов параметрического проектирования разработана модель пластины и оснастки для ее изготовления, а также параметризованы расчетные модели. Полученные модели позволяют существенно сократить время проектирования (с 8 ч до 4-5 мин) и время на подготовку расчетных моделей.

Разработан метод 3D-расчета, в его основе — модель турбулентности SST (модель Ментера), которая относится к численному методу RANS. Данный выбор обоснован тем, что модель приспособлена к описанию ламинарных и турбулентных режимов течения и позволяет проводить расчет при минимальных затратах по времени. Данная методика позволяет обосновать выбор той или иной конструкции, снизить риск ошибки при натурных испытаниях. При проведении исследования использовалась тетра-сетка (рис. 10, 11).

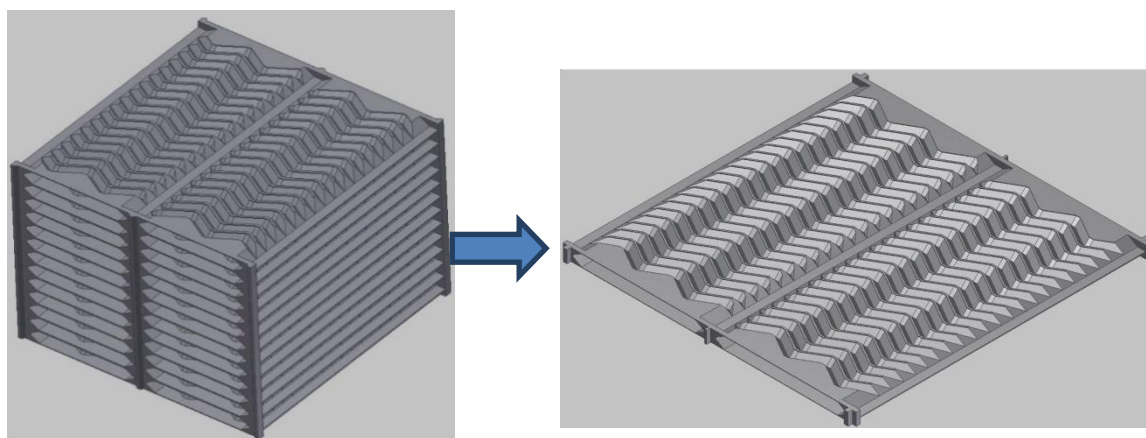


Рис. 10. Модели испытанного теплообменника и расчетный сектор теплообменника – конверт.

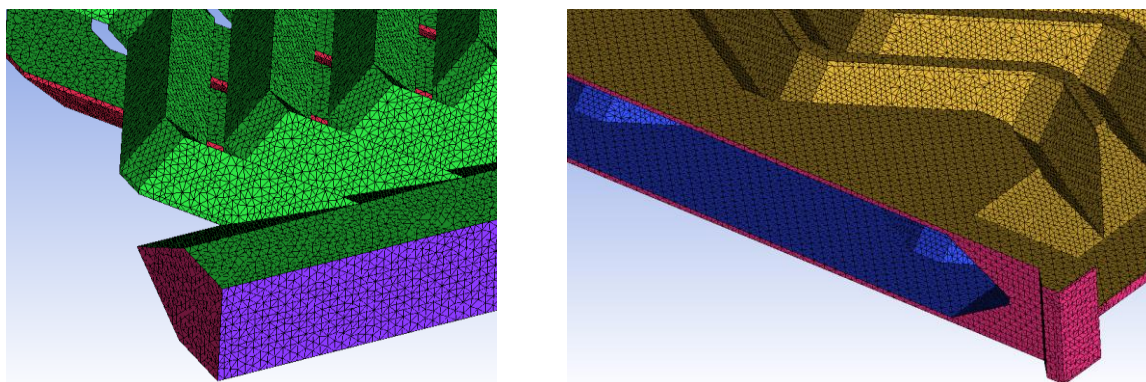


Рис. 11. Фрагменты расчетных моделей испытанного теплообменника с сеткой.

Проведена верификация расчетных и экспериментальных данных. Погрешность определения температуры не превышает 4 %. При рассмотренных температурах и расходах большая погрешность получена при сравнении давлений (свыше 30% в точке). При этом кривые зависимостей полностью повторяют тенденции роста и падения экспериментальных зависимостей, наблюдается постоянная дельта между точками при разных температурах входа в горячий контур. Большую погрешность можно

объяснить отсутствием полной идентичности экспериментального объекта и расчетной модели, вследствие несовершенства технологии изготовления, а также малым диапазоном рассмотренных расходов и температур. Проведены дополнительные исследования и верификация по данным эксперимента, описанного в [4].

В исследовании использовались следующие формулы для определения основных параметров:

1) Число Рейнольдса определялось по формуле:

$$Re = \frac{V \cdot d_g \cdot \rho}{\mu} \quad (1)$$

или

$$Re = \frac{V \cdot d_g \cdot \rho}{\mu} = \frac{V \cdot d_g \cdot \rho \cdot F_g}{\mu \cdot F_g} = \frac{d_g \cdot G}{\mu \cdot F_g}$$

где  $d_g$  – гидравлический диаметр,  $V$  – скорость течения потока,  $\rho$  – плотность теплоносителя,  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости.

2) Гидравлический диаметр определялся по формуле:

$$d_g = \frac{4F_{1g}}{P_i} \quad (2)$$

где  $F_{1g}$  – площадь живого сечения одного канала гофра,  $P_i$  – периметр профиля гофра (рис. 12). Общая площадь живого сечения составляет:

$$F_g = F_{1g} \cdot Z_k \quad (3)$$

где  $Z_k$  – количество гофров.

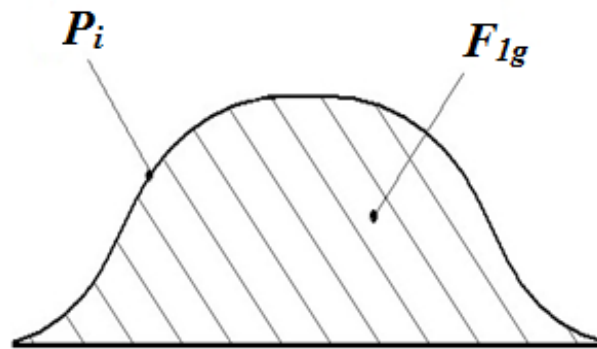


Рис. 12. Геометрические параметры канала.

$P_i$  и  $F_{1g}$  определялись с помощью программ трехмерного проектирования, в которых были созданы расчетные модели.

3) Определение числа Nu:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_g}{\lambda} \quad (4)$$

Где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи теплоносителя,  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоносителя.

4) Для определения коэффициентов теплоотдачи теплоносителей использовались формулы:

$$\alpha = \frac{Q}{(T_{avh} - T_{avm}) F_{he}} \quad (5)$$

$$\alpha = \frac{Q}{(T_{avm} - T_{avc}) F_{he}} \quad (6)$$

где  $Q$  – количество тепла, переданное через площадь теплопередачи  $F_{he}$ .  $T_{avh}$ ,  $T_{avc}$  и  $T_{avm}$  – средние температуры горячего, холодного теплоносителя и металла.

5) Для определения коэффициента потерь  $\xi$  использовалась формула:

$$\xi = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot d_g \cdot P_{av} \cdot F_g^2}{G^2 \cdot L \cdot R \cdot T_{av}} \quad (7)$$

где  $\Delta P = P_{inlet} - P_{outlet}$ .

$T_{av}$  и  $P_{av}$  – средняя температура и давление теплоносителя.

$L$  – длина стороны, по которой течет теплоноситель.

Представленные формулы использованы при расчете данных для проведения верификации трехмерной методики расчета. На рис. 13 показаны основные размеры гофра.

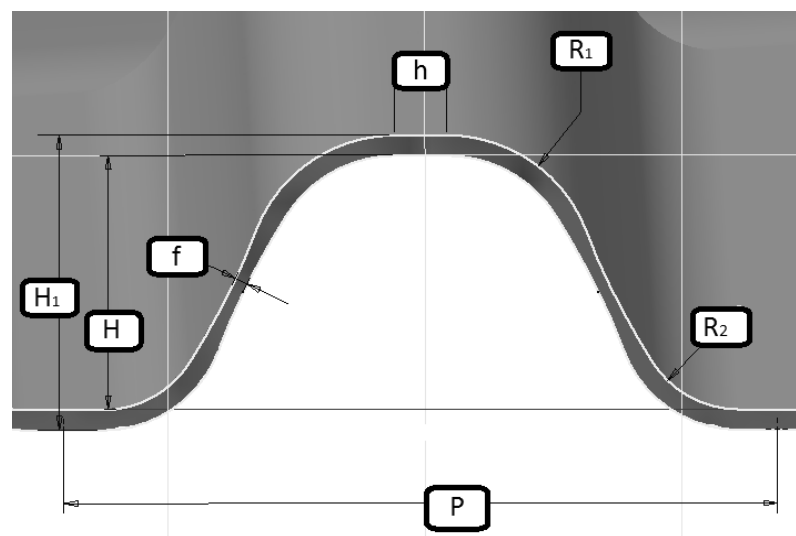


Рис.13. Основные геометрические параметры гофра.

Рассмотрен угол скрещивания гофр равный  $60^\circ$  с параметрами гофра, представленными в таблице 1.

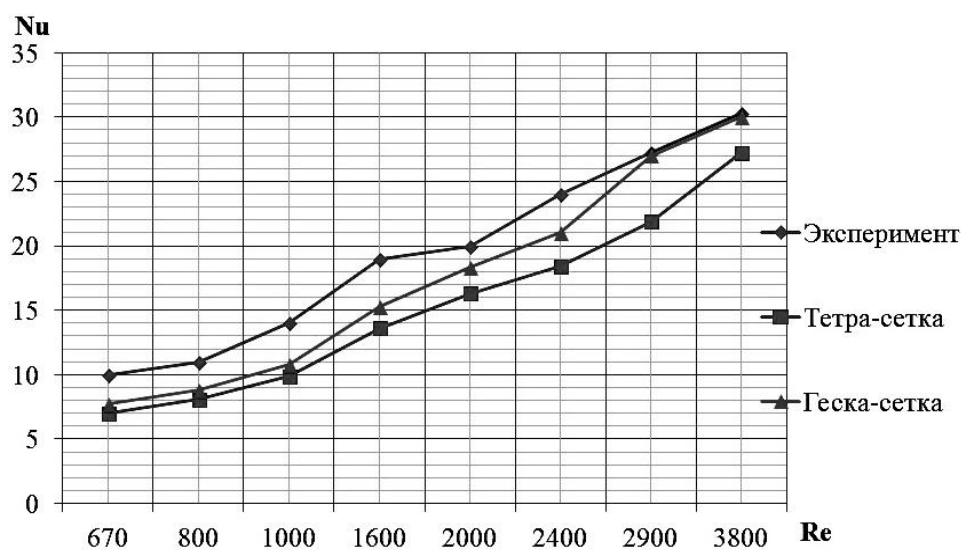
Таблица 1.

### Геометрические параметры гофра экспериментальной пластины.

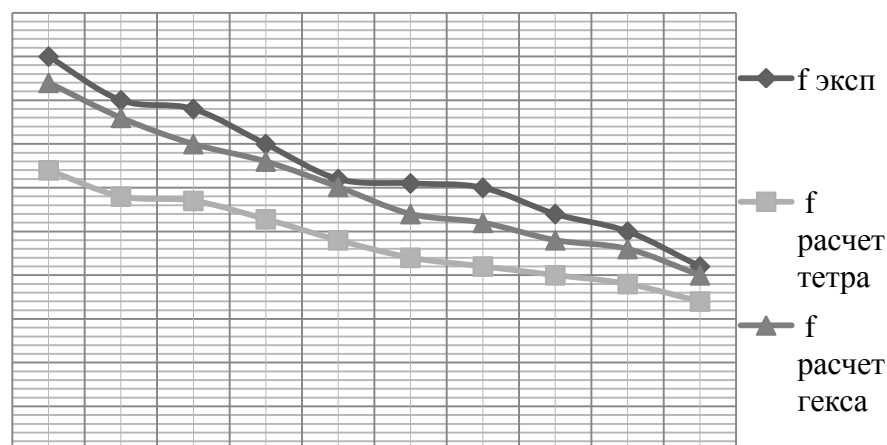
Н, мм	Н <sub>1</sub> , мм	Р, мм	$d_g$	Р/Н <sub>1</sub>	Р/Н
8,75	8,00	32,00	13,84	4,00	3,66

При верификации рассматривались два вида сеток: тетра-сетка и гекса-сетка. Результаты верификации представлены на рис. 14. В первом случае (тетра-сетки) пограничный слой не строился. Во втором случае пограничный слой построен, высота первого пристеночного элемента составляла 0,05 мм [7].

Построены графики критериальных зависимостей, расхождения экспериментальной и расчетной кривых в пределах 27%. Проведено сравнение гекса- и тетра- сеток, которое показало, что для получения более точных расчетных результатов (в пределах 5-10%) необходимо использовать гекса-сетку [7].



а)



б)

Рис.14. Верификация расчетных и экспериментальных данных.

а) Зависимость  $Nu(Re)$  при угле скрещивания гофра  $60^\circ$ .

б) Зависимость  $f(Re)$  при угле скрещивания гофра  $60^\circ$ .

Расхождение экспериментальных и расчетных данных при числах Рейнольдса меньше 2000 составляет  $\sim 20\%$  у гекса-сетки и  $25-27\%$  для тетра-сетки. При более высоких числах Рейнольдса расхождение расчетных и экспериментальных данных растет: у гекса-сетки —  $1-8\%$  и  $9-15\%$  для тетра-сетки.

Анализируя график зависимости коэффициента потерь давления от числа Рейнольдса, можно отметить хорошую сходимость результатов. Здесь гекса-сетка имеет более низкое расхождение: не выше  $12\%$ , тетра-сетка:  $20-27\%$ .

Тetra-сетка является более удобным вариантом, так как построение занимает меньше времени, она показывает приемлемую точность



результатов. В связи с этим она выбрана как наиболее рациональный вариант.

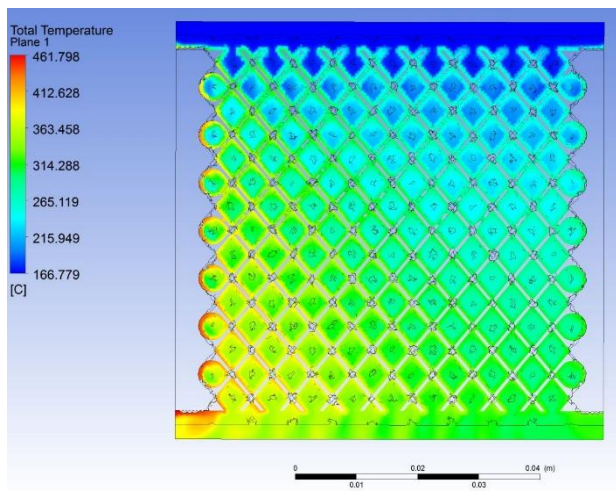
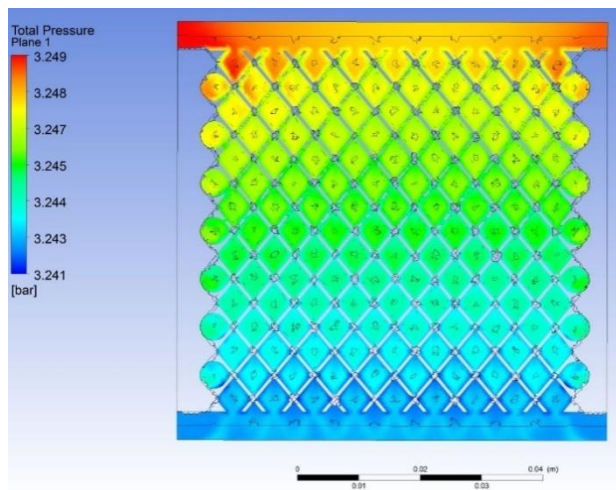
Основываясь на результатах, полученных после верификации можно сказать, что расчетная программа работоспособна и позволяет дать предварительную оценку теплогидравлических характеристик теплообменного аппарата.

#### **4. Программа аналитического расчета**

Программа основывается на исследовании, проведенном с помощью трехмерной программы расчета (рис. 15). При подготовке расчета на входе задавались температура и расход теплоносителей, на выходе давление. Расход варьировался от 1 гр. до 5 гр. и проводился в диапазоне температур от 400 К до 800 К, при давлении до 3,2 атм.

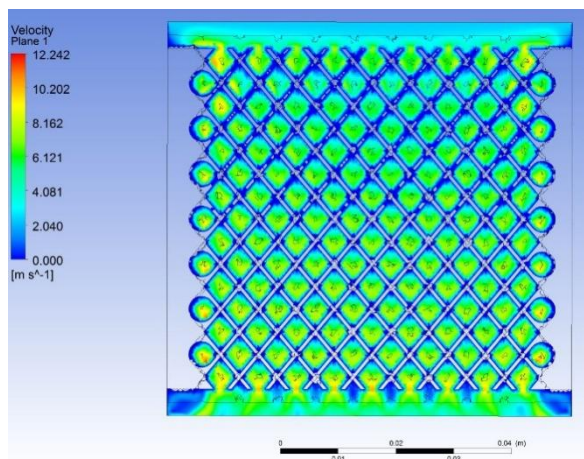
Расчет пластин с различными углами скрещивания и высотами профиля пластины позволил получить критериальные зависимости, на основе которых создан аналитический расчет (рис. 16).

Для более точного определения технологических возможностей проведен эксперимент по определению максимальной высоты профиля пластины.



а)

б)



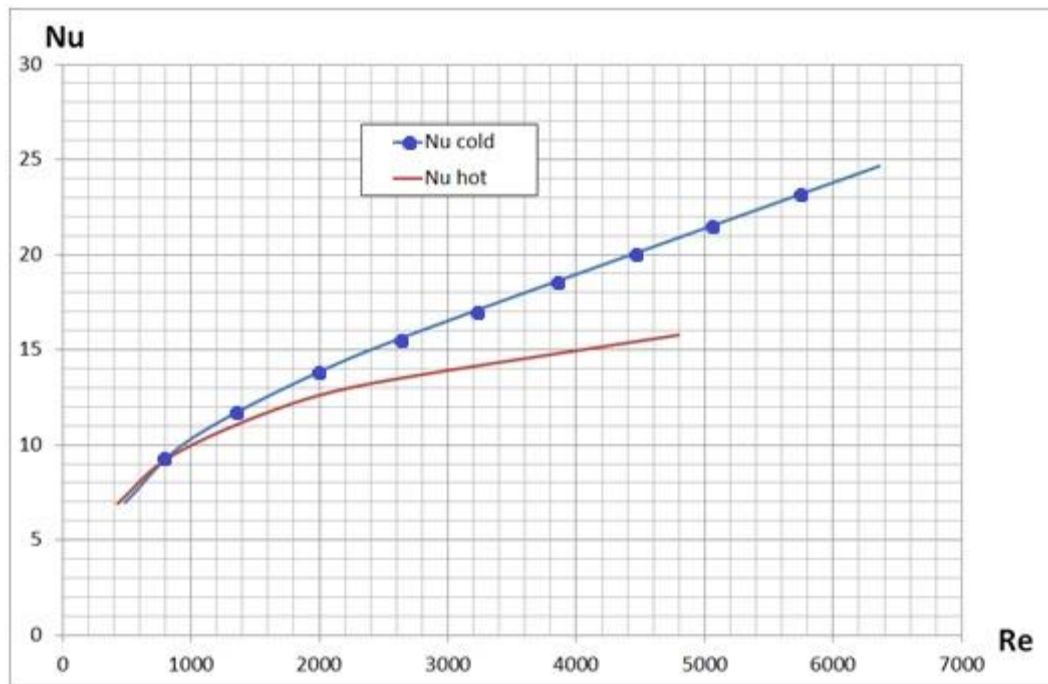
в)

Рис.15. Пример 3D-расчета для пластины с поверхностью Френкеля.

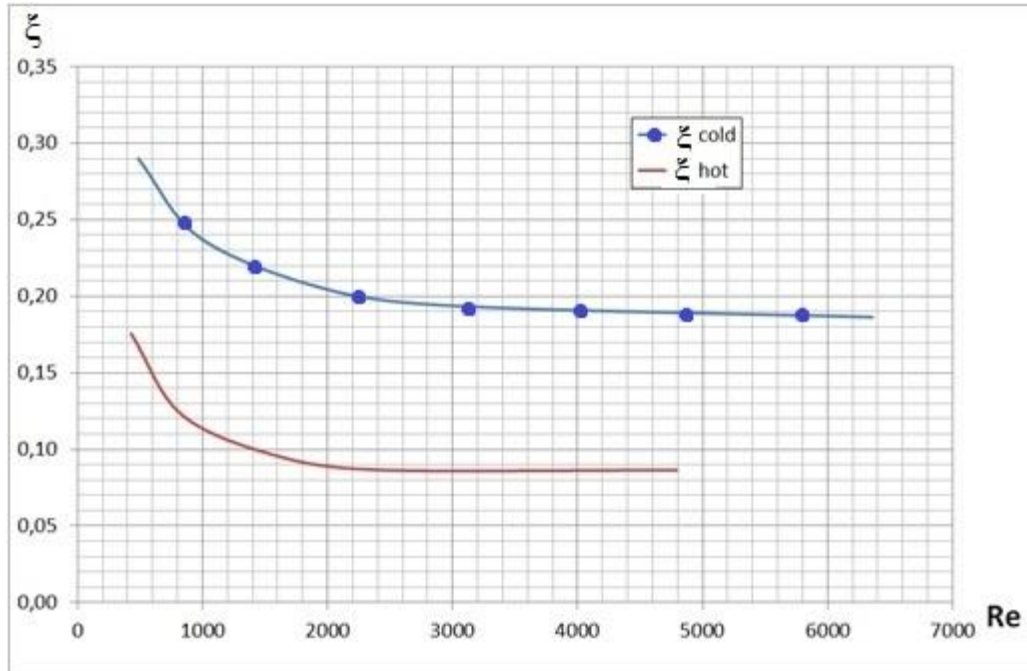
а) Поле давлений для одного из теплоносителей;

б) Поле температур для одного из теплоносителей;

в) Поле скоростей для одного из теплоносителей.



а)



б)

Рис. 16. Пример критериальных зависимостей для угла скрещивания  $100^\circ$ .

а) Зависимость  $Nu(Re)$ ;

## б) Зависимость $\xi(Re)$ .

Полученные ограничения (от 1,6 до 2,0 мм), удовлетворяющие требованиям по прочности и эффективности, внесены в программу аналитического расчета [8]. Расчет позволяет провести оценку конструкции теплообменной пластины по заданным габаритам и входным выходным параметрам (температура, давление, расход). Это дает возможность вписывать теплообменник в существующую конструкцию.

Основными результатами расчета являются степень регенерации и потери давления. При помощи программы можно провести первое приближение конструкции теплообменника для дальнейшего более глубокого изучения методом трехмерного расчета.

### **Заключение**

Проведенное исследование позволило разработать и подтвердить работоспособность методики трехмерного проектирования и расчета пластинчатых теплообменных аппаратов. Данная методика расчета позволяет получать достоверную качественную оценку расчетных зависимостей, а также позволяет увидеть структуру течения по тракту теплообменника (поля температур, давлений и скоростей).

Аналитическая программа расчета позволяет оценить эффективность, суммарные потери давления и выявить оптимальные массогабаритные показатели теплообменного аппарата при заданных температурах и давлениях.

## Библиографический список

1. Силуянова М.В., Попова Т.В. Сравнительный анализ схем сложных термодинамических циклов микротурбин // Научные труды (Вестник МАТИ) 2014. № 22(94). С. 94-99.
2. Тихонов А.М.. Регенерация тепла в авиационных ГТД. - М: Машиностроение, 1977. - 108 с.
3. Савостин А.Ф. Тихонов А.М, Исследование характеристик пластинчатых поверхностей теплообмена // Теплоэнергетика, 1970. №9. С.75-78.
4. Stasiek J., Collins M.W., Ciofalo M., Chew P.E. Investigation of flow and heat transfer in corrugated. Passages-1. Experimental results. Pergamon 1996. 16 с.
5. Попова Т.В., Дробыш М.В. Исследование пластинчатого теплообменного аппарата с волновой поверхностью // Научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. Тезисы докладов. Казань, ОАО ВТИ, 2013. С. 163-166.
6. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М: Энергия, 1967. – 226 с.
7. Попова Т.В., Силуянова М.В. Исследование теплообменного аппарата для газотурбинных двигателей 80 сложного цикла // Электронный журнал «Труды МАИ», 2015, выпуск № 80: URL: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=56934> (Дата публикации 26 марта 2015)

8. Попова Т.В., Ситников С.А., Ломазов В.С. Технологическое обоснование программы аналитического расчета пластинчатого теплообменного аппарата // Технология металлов. 2015. №8. С.9-15.