

– при одинаковой нагрузочной способности зубчатых передач с точечной и линейной системой зацепления зубьев возможно одновременное снижение веса и габаритов рассматриваемых передач на 30%...50%

6.2 Достоверность теоретических исследований повышения нагрузочной способности зубчатых пе-

редач с профилно-продольной модификацией зубьев проверяется в настоящее время на статических и динамических стендах ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект».

Результаты экспериментальных данных ожидаются в третьем квартале 2009г.

#### Литература

1. Лиан К. Использование современных теорий анализа контакта зубьев, модификации геометрии, изготовления для локализации пятна контакта и снижения шума цилиндрического зубчатого колеса. Международная конференция по редукторам в Мюнхене. – 2005.
2. Попов А.П. Разработка зубчатых передач редукторов, обладающих высокой нагрузочной способностью. Технический отчет. Николаев. – 2008.
3. Попов А.П. Контактная прочность зубчатых механизмов. Николаев, НУК. – 2008.
4. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. М., Машиностроение. – 1971.

*Представлені результати дослідження теплообміну в пучках профільованих труб з малими поздовжніми та поперечними кроками. Верифіковані критеріальні залежності для розрахунку процесів теплопередачі. Отримані результати порівняння ефективності теплопередачі в пучках профільованих і гладких труб*

*Ключові слова: теплообмін, пучки, профілювання, труби*

*Представлены результаты исследования теплообмена в пучках профилированных труб с малыми продольным и поперечным шагами. Верифицированы критеріальні зависимости для расчета процессов теплопередачи. Получены результаты сравнения эффективности теплопередачи в пучках профилированных и гладких труб*

*Ключевые слова: теплообмен, пучки, профилирование, трубы*

*Results of research of heat exchange in banks of the profiled pipes with small longitudinal and back pitches are presented. Criteria dependences for calculation of heat transfer processes are verification. Results of comparison of heat transfer efficiency in the profiled and bare-tube banks of pipes are obtained*

*Key words: heat transfer, banks, profiling, pipes*

УДК 536.24:62-714

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ПУЧКАХ ПРОФИЛИРОВАННЫХ ТРУБ

**В. В. Кузнецов**

Кандидат технических наук, доцент\*

Контактный тел.: 8 (050) 493-02-76

E-mail: aootnet@ukr.net, kuznetsov\_v\_v@ukr.net

**А. В. Якимович**

Студент\*

\*Кафедра технической теплофизики и судовых

паропроизводящих установок

Национальный университет кораблестроения имени

адмирала Макарова

пр. Героев Сталинграда 9, г. Николаев, Украина, 54025

#### Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими задачами

Одними из наиболее металлоемких элементов газотурбинных установок (ГТУ) сложных циклов являются их теплообменные аппараты.

При современных требованиях к эффективности, надежности и ресурсу газотурбинных установок до 100000 часов, теплообменные аппараты в большинстве случаев выполняются рекуперативными, при этом их масса в гладкотрубном исполнении может достигать 70...100 т [1, 2].

Снижение массогабаритных показателей достигается путем интенсификации теплообмена. Поскольку для теплообменных аппаратов типа «газ»-«газ» (регенераторы, нагреватели-утилизаторы [2]) оребрение не является достаточно эффективным способом, это вызывает необходимость поиска альтернативных способов интенсификации теплообмена в теплообменных аппаратах такого типа.

Одним из путей решения поставленной проблемы является использование профилированных труб, имеющих не круглое поперечное сечение, для формирования поверхностей теплообмена. Одним из видов таких труб, учитывая технологичность изготовления, являются овалыные трубы.

Эффективность применения овалыных труб можно оценить следующим образом. Площадь поверхности теплообмена 1 погонного метра круглой трубы наружного диаметром 22 мм будет составлять

$$S_{\text{пов.т.о.}}^{\text{кр}} = 0,00691 \text{ м}^2.$$

При условии постоянного поперечного сечения большая и малая полуоси эквивалентной овалыной трубы будут составлять 15,6 и 7,8 мм соответственно. Тогда площадь поверхности теплообмена 1 погонного метра овалыной трубы будет составлять

$$S_{\text{пов.т.о.}}^{\text{ов}} = 0,00756 \text{ м}^2$$

Согласно [3], эффективность теплоотдачи труб круглого и не круглого поперечного сечения при обтекании однородным потоком можно представить зависимостью

$$Nu = C \cdot Re^m, \tag{1}$$

где в диапазоне чисел Re, характерных для отработавших газов газотурбинных установок, эмпирические коэффициенты равны

Поперечное сечение	Re	C	m
круг	$5 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^4$	0,22	0,6
овал	$2,5 \cdot 10^3 - 1,5 \cdot 10^4$	0,25	0,612

Соответственно, для среднего значения числа  $Re = 10000$  числа Nu равны:

для круглой трубы  $Nu = 55,3$

для овалыной трубы  $Nu = 78,9$ .

Таким образом, рост площади поверхности менее чем на 10% приводит к росту теплоотдачи более чем на 40% при обтекании одиночных труб. Приведенные значения показывают эффективность использования овалыных труб для формирования теплообменных поверхностей при условии исследования теплообмена в пучках таких труб.

---

#### Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы

---

Литературные данные об особенностях теплообмена в пучках овалыных труб весьма ограничены. Обобщение результатов исследований в пучках прямых овалыных труб представлено в [3]. Эффективность те-

плообмена предложено определять по зависимости (1), при этом эмпирические коэффициенты равны  $C = 1,25$ ,  $m = 0,45$ . Значения получены при поперечном и продольном шаге труб в пучке соответственно  $\frac{S_1}{d_{\text{экр}}} = 1,5$  и  $\frac{S_2}{d_{\text{экр}}} = 2,5$ .

---

#### Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы, которым посвящена данная статья

---

Полученные данные в [3] определяют эффективность теплообмена в сравнительно разреженных пучках труб. Известно, что при уменьшении продольных и поперечных шагов в пучке гладких труб круглого сечения начальные ряды являются в большей степени турбулизаторами для последующих рядов, что влияет на особенности протекания процессов теплообмена в рядах, начиная с четвертого. Это приводит к тому, что использование зависимостей для разреженных пучков овалыных труб для создания компактных теплообменных аппаратов возможно при условии исследования особенностей теплообмена в стесненных пучках, в которых  $\frac{S_1}{d_{\text{экр}}} < 1,5$  и  $\frac{S_2}{d_{\text{экр}}} < 2,5$ , и верификации имеющихся зависимостей для указанных условий. Необходимость этого обусловлена тем, что одним из методов создания компактных теплообменных аппаратов является оптимизация продольных и поперечных шагов труб [4].

---

#### Цель и задачи исследования

---

Целью представляемой работы является исследование особенностей теплообмена в пучках овалыных труб с малыми продольными и поперечными шагами. Для этого необходимо решить следующие задачи:

- определить область изменения входных параметров при моделировании;
- определить модель, которая будет использоваться при моделировании;
- произвести моделирование теплообмена в пучках профилированных труб;
- обобщить полученные результаты;
- произвести сравнение полученных результатов с имеющимися литературными данными для круглых и овалыных пучков труб.

---

#### Методы исследования

---

Основным методом исследования особенностей теплообмена при обтекании пучков труб до недавнего времени являлась постановка модельного эксперимента. Однако, с развитием методов вычислительной гидродинамики появилась возможность проводить подобные исследования путем численного эксперимента на основании фундаментальных зависимостей гидродинамики и теплообмена. В качестве специальных математических пакетов, являющимися инструментами для проведения подобных исследований, необходимо отметить ANSYS CFX, FLUENT, Star-CD, FlowVision.

Методом исследования особенностей процессов теплообмена при обтекании пучков профилированных труб является математическое моделирование в

системе моделирования движения жидкости и газа FlowVision, университетской лицензией на использование которого владеет Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова.

В качестве основных особенностей системы FlowVision можно назвать:

- использование локально адаптированной прямоугольной сетки с автоматической генерацией, что не влияет на качество получаемых результатов, при этом значительно сокращая время на их получение;
- возможность производить расчет с необходимыми остановками, а также визуально контролировать процесс расчета.

Моделирование в системе FlowVision предусматривает использование предопределенных математических моделей для заданных условий.

В рассматриваемых условиях использовалась модель «Слабосжимаемой жидкости». Она включает в себя следующие уравнения [4]:

– Навье – Стокса в виде

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla(V \otimes V) = -\frac{\nabla P}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla \left( (\mu + \mu_t) (\nabla V + (\nabla V)^T) \right) + S,$$

где V – вектор относительной скорости, t – время интегрирования, P – давление, ρ – плотность потока, μ – коэффициент динамической вязкости, μ<sub>t</sub> – турбулентная вязкость, источник  $S = \left( 1 - \frac{\rho_{hyd}}{\rho} \right) g + B + \frac{R}{\rho}$ , ρ<sub>hyd</sub> – гидростатическая плотность, g – вектор силы тяжести, B – силы вращения, R – силы изотропного и анизотропного фильтра сопротивления;

– неразрывности в виде

$$\nabla V = 0;$$

– энергии в виде

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(Vh) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \nabla h \right) + \frac{Q}{\rho},$$

де h – энтальпия, λ – коэффициент теплопроводности, c<sub>p</sub> – удельная теплоемкость, Pr<sub>t</sub> – турбулентное число Прандтля, Q – количество теплоты.

Размерности входящих в уравнения величин соответствуют системе СИ.

Достоверность получаемых результатов обуславливается использованием фундаментальными уравнениями гидродинамики и теплообмена и полученными сертификатами соответствия, размещенными на официальном Веб-сайте системы FlowVision по адресу <http://www.flowvision.ru/>.

### Изложения результатов исследования

В качестве исходных данных при моделировании принимались:

- температура газов на входе в модель – как средняя температура отработавших газов газотурбинных двигателей – t<sub>вх</sub>=500°С;

- скорость газов – согласно предварительным расчетам в зависимости от степени загромождения потока – ω<sub>вх</sub>=10...30 м/с;

- температура стенки трубы – согласно предварительным расчетам – t<sub>ст</sub>=300°С.

Коэффициент теплоотдачи определялся как [3]:

$$\alpha = \frac{Q}{F \cdot (t_{пот} - t_{ст})}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где Q – количество теплоты, отданное потоком после прохождения соответствующего ряда, Вт; F – площадь поверхности ряда, м<sup>2</sup>; t<sub>пот</sub> – температура потока после прохождения соответствующего ряда, °С; t<sub>ст</sub> – температура стенки трубы, °С.

Геометрическая модель (рис. 1) строилась для наиболее уплотненного случая размещения труб в пучке, при котором зазор между трубами составляет 3 мм. При этом  $\frac{S_1}{d_{экрв}} = 0,65$  и  $\frac{S_2}{d_{экрв}} = 1$ .

Широкий спектр визуализации получаемых результатов в системе FlowVision позволяет исследовать особенности обтекания на протяжении всего пучка.

На рис. 2. представлена визуализация обтекания теплообменного пучка методом векторов скоростей. Представление результатов подобным методом позволяет оценить качественную картину течения с определением зон вихреобразования при обтекании поверхности.

На визуализации можно наблюдать более поздний отрыв пограничного слоя при обтекании овальных труб, по сравнению с круглыми, а также течения в образованных трубами каналах типа «конфузор»-«диффузор».

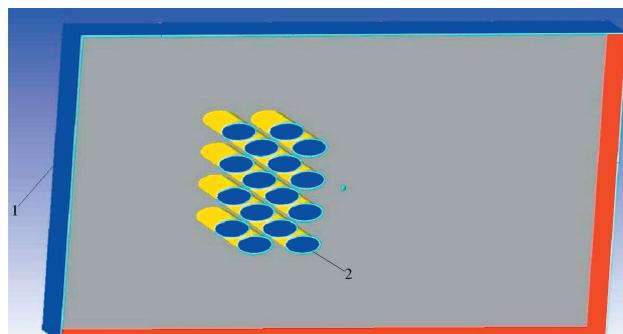


Рис. 1. Геометрическая модель при : 1 - область течения, 2 - пучок профилированных труб

За пучком формируется вихревая структура, обуславливающая падение давления потока при его прохождении через пучок. Значение падения при моделировании не превысило 1,5%.

Создание компактных теплообменных аппаратов обуславливает наличие минимальных зазоров между теплообменным пакетом и стенкой самого аппарата. На рис. 3 представлена визуализация обтекания теплообменного пакета с учетом границ области течения.

Распределение скоростей в пакете в данном случае более равномерно, по сравнению с вариантом, представленным на рис. 2., при этом вихревые структуры образуются за каждой трубой последнего ряда.

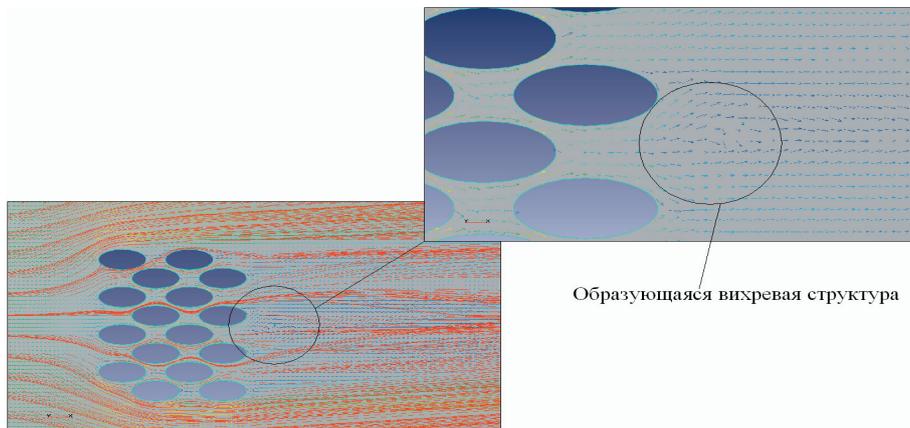


Рис. 2. Визуализация обтекания теплообменного пакета при скорости потока  $\omega_{\text{вх}} = 30 \text{ м/с}$

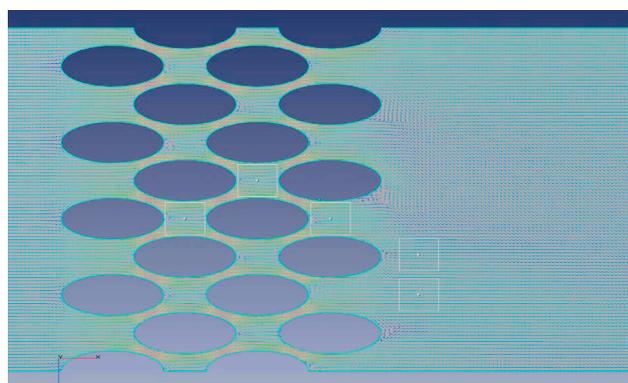


Рис. 3. Визуализация обтекания с учетом влияния границ области течения

Обработка полученных результатов в виде зависимости  $Nu=f(Re)$  для четвертого ряда труб представлена на рис. 4. Характерные размеры, входящие в безразмерные параметры, определялись по рекомендациям [3] и [5].

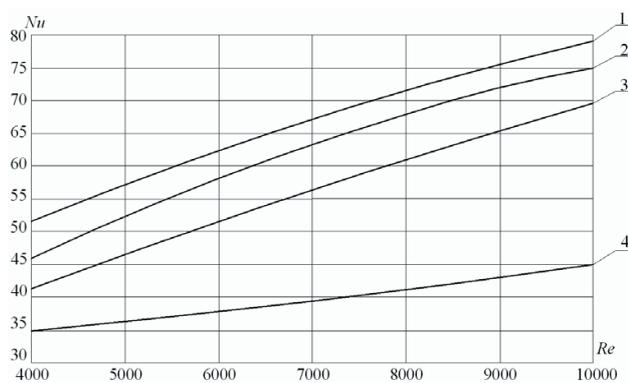


Рис. 4. Сравнение эффективности теплообмена при обтекании пучков труб: 1 – для пучков овальных труб по зависимостям [3], 2 – полученные значения при моделировании, 3 – для пучков овальных труб по зависимостям [5], 4 – для пучков круглых труб по зависимостям [3].

Для сравнения приведены значения чисел  $Nu$ , полученные по зависимостям, приведенным в [3] и [5]. Ре-

зультаты показывают эффективность применения пучков овальных труб по сравнению с круглыми. В области относительно невысоких значений чисел  $Re$  (до 6000) полученные результаты приближаются к зависимостям [5], которые учитывают ламинарную и турбулентную составляющую числа  $Nu$ . При  $Re > 6000$  полученные результаты приближаются к зависимостям [3], носящими более общий характер и не учитывающим вклад ламинарной составляющей ввиду ее малости. При этом отличия полученных при моделировании значений от имеющихся литературных данных не превышает 10...15%. Это позволит использовать имеющиеся литературные данные для оценки эффективности теплообмена и оптимизации показателей профилированных трубных пучков на этапах эскизного проектирования.

#### Выводы и перспективы дальнейшего исследования

Полученные результаты:

- 1) показали, что использование овальных труб для формирования теплообменных поверхностей регенераторов ГТУ сложных циклов увеличивает эффективность теплообмена на 7...12%;
- 2) показали возможность использования имеющихся зависимостей для оценки эффективности теплообмена для пучков труб овального поперечного сечения на этапах эскизного проектирования;
- 3) будут использованы для оценки оптимальных параметров теплообменных аппаратов типа «газ»-«газ» с поверхностями теплообмена, выполненными из овальных труб.

#### Литература

1. Кузнецов В.В., Соломонюк Д.Н. Проектирование теплообменных аппаратов для ГТУ сложных циклов/ Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наук.праць. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008.-№35. -С. 78-88
2. Перспективы создания и применения воздушных турбинных теплоутилизующих установок/ Кучеренко О.С., Мовчан С.Н., Филоненко О.А., Кузнецов В.В., Шевцов А.П./ Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наук.праць. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008.-№35. - С. 89-96
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
4. Система моделирования движения жидкости и газа Flow-Vision. Версия 2.3. Руководство пользователя. – М.:ООО «Тесис», 2006. – 313с.
5. Справочник по теплообменникам: В 2 т. Т.1/ Пер. с англ., под ред. Б.С.Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. - 560с.