

экспериментальных испытаний проверена статистическими методами [4, 5] и общая относительная погрешность расчетов не превысила 7 %.

Примечание: в числителе – нормированные значения параметров, в знаменателе – безразмерные значения.

Таким образом, вышеприведенный материал показывает, что совокупность двух экстремальных значений параметров, характеризующих управляемость автопоезда (σ_a) и устойчивость прицепа ($W_{y \max}$) с заданными допустимыми отклонениями от номинального значения, найденная по методу минимакса, однозначно определяет пределы допустимых значений варьирования всех 6 параметров конструкции прицепа с соответствующими диапазонами. При проектировании прицепа выбор его конструктивных параметров в указанных диапазонах варьирования обеспечивает наилучшие показатели его устойчивости и управляемости автопоезда в целом.

Литература

1. Кисуленко Б.В. Повышение устойчивости прицепных автопоездов с помощью бортовых интеллектуальных систем.// Автомобильная промышленность, 2010, №1, С. 18-20.
2. Тарасик В.П. «Математическое моделирование технических систем»- Минск.: Дизайн-ПРО, 2004.- 640 с.
3. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля.//Пер. с англ. М.,»Машиностроение», 1975. – 216 с.
4. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента.-М.:Мир,1972.-382с.
5. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Б.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий /. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

Повышение эффективности роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя

к.т.н. доц. Костюков А.В., Алексеев Р.А.
МГТУ «МАМИ»

kostukov123@yandex.ru, ronopolk88@mail.ru

Аннотация. Приводятся результаты расчетного исследования теплогидравлических характеристик роторного каркасного теплообменника с коническими теплопередающими элементами. Расчеты проводились в конечно-элементном комплексе Ansys CFX 13. Проанализировано влияние распределительных устройств на эффективность работы теплообменника.

Ключевые слова: компактные теплообменники, моделирование теплогидравлических процессов.

В современном мире активно развивается направление децентрализованной малой энергетики на базе малоразмерных газотурбинных двигателей (от 30 до 500 кВт). Помимо энергетики микротурбины в настоящее время применяются в гибридных силовых установках городского транспорта (США, Европа, Бразилия и др.). Устанавливаемый на микротурбинах теплообменник обеспечивает им достаточно высокую эффективность (КПД 28-34%), но при этом существенно снижает их габаритно-массовые показатели и надежность.

В 80-90-х годах прошлого столетия на Горьковском автозаводе (ГАЗ) был разработан оригинальный высокоэффективный роторный каркасный теплообменник [1].

По сравнению с применяемыми в настоящее время на микротурбинах неподвижными пластинчатыми рекуператорами теплообменник имеет в разы меньшие массу и габариты, более чем на порядок меньшую стоимость, а также является практически ненагруженным элементом. Последнее существенно повышает эксплуатационную надежность двигателя. Утечки воздуха высокого давления, являющиеся основной проблемой роторных теплообменников, не превышают в теплообменнике ГАЗ 1.5-2%. Одной из причин высокой эффективности работы уплотнений является то, что уплотнения работают не по пористой теплопередающей матрице, а по плоским металлическим дискам - щекам каркаса. Кроме того, каркас теплооб-

менника эффективно охлаждается, что обеспечивает его малые тепловые деформации. Охлаждение каркаса осуществляется посредством выполнения теплопередающих элементов коническими. В результате основная часть каркаса омывается только холодным воздухом и охлажденным (прошедшим через матрицу) газом. Помимо охлаждения коническая форма теплопередающих элементов обеспечивает значительное увеличение фронтальной поверхности теплопередающей матрицы теплообменника и как следствие снижение потерь давления на теплообменнике.

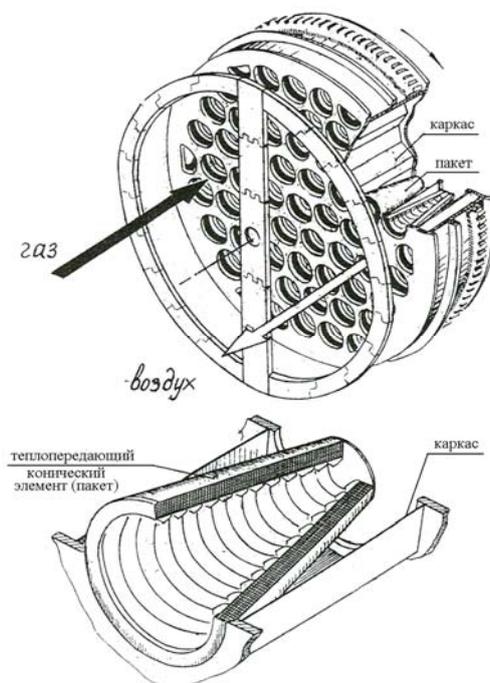


Рисунок 1 – Роторный каркасный теплообменник с коническими теплопередающими элементами

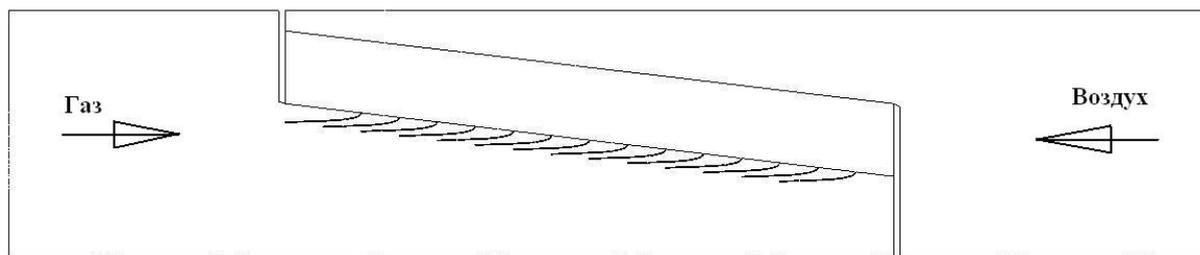
Вместе с тем коническая форма теплопередающих элементов приводит к проблеме неравномерности распределения теплоносителей (воздуха и газа) по теплопередающей матрице вызывающей снижение теплогидравлической эффективности теплообменника.

Для анализа и нахождения путей решения этого вопроса было проведено математическое моделирование теплогидравлических процессов в роторном теплообменнике газотурбинного двигателя ГАЗ (мощность 270 кВт) в расчетном комплексе Ansys CFX 13.

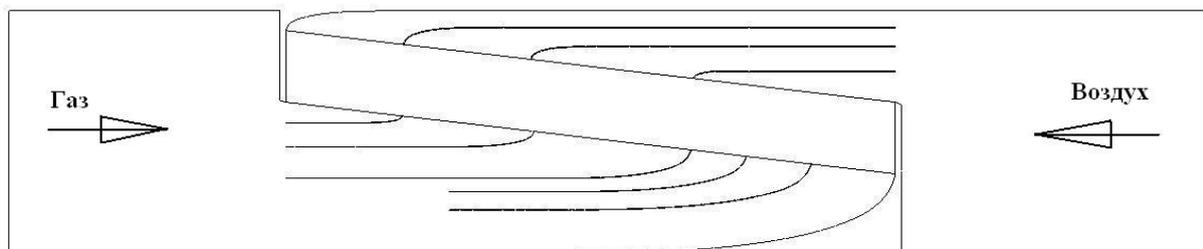
При анализе рассматривались теплообменники с различными вариантами устанавливаемых в ячейках теплообменника выравнивающих устройств (дефлекторов). В частности были рассмотрены теплообменники с дефлекторами, устанавливаемыми в теплообменниках ГАЗ (рисунок 2 а), с модернизированными дефлекторами (рисунок 2 б), а также теплообменники с ячейками без выравнивающих устройств (рисунок 2 в).

Модель, представленная на рисунке 2 б, была выбрана в результате расчетных исследований около 15 различных вариантов распределительных устройств, как показавшая наилучшие значения степени регенерации и потерь давления. В данной ячейке расположение дефлекторов выбиралось исходя из равенства между собой отношений площади входа в междефлекторный канал к площади выхода из междефлекторного канала в пористую матрицу для каждого из отдельно взятых каналов.

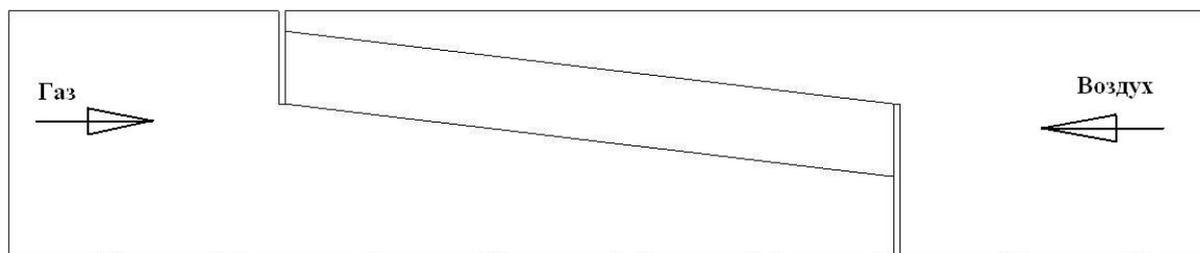
Математическое моделирование базировалось на решении системы уравнений, включающей уравнения Навье – Стокса, энергии, неразрывности и состояния. Конические теплопередающие элементы теплообменников, выполненные намоткой металлической сетки, математически описывались как пористые тела. Теплогидравлические процессы при протекании через них газа/воздуха описывались зависимостями линейного и квадратичного коэффициентов сопротивления, а также зависимостью числа Нуссельта от параметров потока.



а) теплообменник ГАЗ с короткими дефлекторами



б) теплообменник с модернизированными дефлекторами



в) теплообменник без выравнивающих устройств

Рисунок 2 – Расчетные модели ячеек роторного теплообменника

Для их получения были использованы известные эмпирические зависимости коэффициента сопротивления и фактора Колборна от числа Рейнольдса для сетчатых матриц [1]:

- коэффициент гидравлического сопротивления:

$$\zeta = 0.5k \cdot d_{\text{gid}} \cdot \left(\frac{p^3}{0.00375 \cdot \text{Re}} + 1 \right);$$

- фактор Колборна и число Нуссельта:

$$J_k = 0.11 \cdot \left(0.015 \cdot \frac{\text{Re}}{d_{\text{gid}} \cdot k \cdot p^2} \right)^{-0.46}, \quad \text{Nu} = J_k \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3}.$$

В итоге значения линейного и квадратичного коэффициентов сопротивления определялись по выражениям:

$$\alpha = \zeta \cdot \frac{\mu \cdot \rho \cdot W}{2 \cdot d_{\text{gid}} \cdot \left(\mu + \frac{0.015 \cdot \rho \cdot W}{k \cdot p} \right)}, \quad \beta = \frac{0.0075 \cdot \rho^2 \cdot W}{2 \cdot p^3 \cdot \left(\mu + \frac{0.015 \cdot \rho \cdot W}{k \cdot p} \right)}$$

где: Re - число Рейнольдса газа/воздуха;

W - скорость газа/воздуха;

ρ - плотность газа/воздуха;

μ - вязкость газа/воздуха;

k - компактность матрицы;

p - пористость матрицы;

$d_{\text{gid}} = 4p/k$ - гидравлический диаметр матрицы.

В качестве расчетной модели использовались секторы цилиндрических ячеек теплообменника с длиной окружности 0,0001м. На входной и выходной гранях расчетной модели задавались скорость и статическое давление соответственно (обозначены черными и синими

стрелками на рисунке 3), а на верхней и нижней поверхностях условия симметрии (обозначены красными стрелками на рисунке 3).

Теплофизические свойства воздуха и стали задавались в зависимости от температуры.

Для имитации условий, в которых работает пакет вращающегося теплообменника, расчётная модель продувалась попеременно газом и воздухом, направление течения которых, в соответствии с работой теплообменника, брались противоположные.

Поочередная продувка газом и воздухом ячейки теплообменника проводилась до выхода на установившийся режим. Такому режиму соответствовало отличие не более чем на 1% количества переданного от газа к воздуху тепла за два смежных оборота.

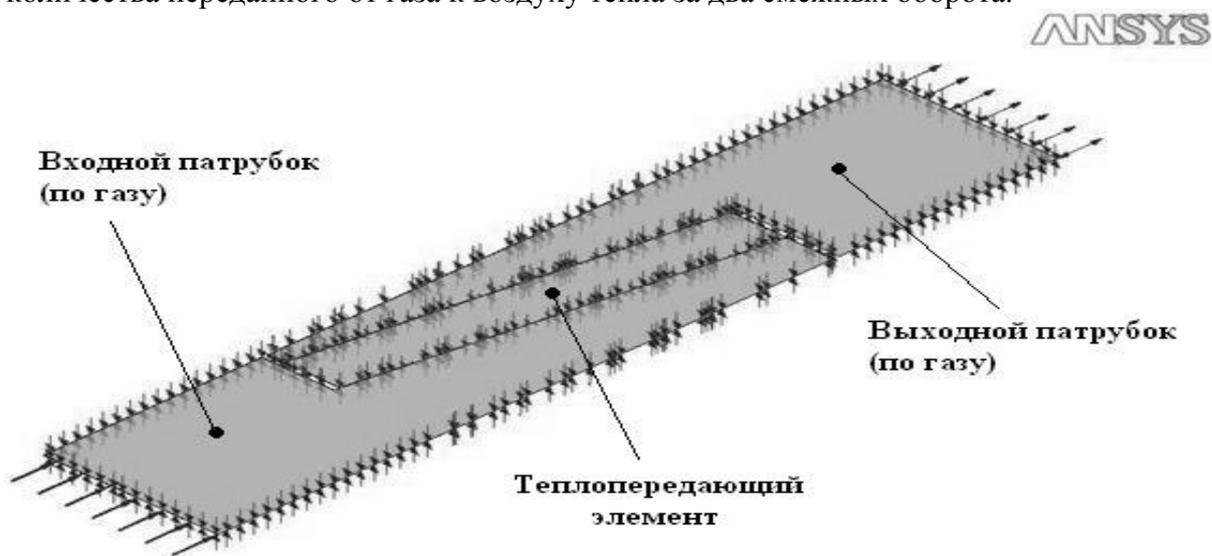


Рисунок 3 – Граничные условия

При выполнении расчетов всех моделей брались следующих исходные данные:

- частота вращения теплообменника: $n = 24$ об/мин;
- компактность сетки матрицы: $k = 9508 \text{ м}^{-1}$;
- пористость сетки матрицы: $p = 0.69$;
- расход газа (воздуха) через теплообменник: $G_{\Sigma} = 2 \text{ кг/с}$;
- площадь входа в ячейку теплообменника: $F_1 = 2.79 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$;
- площадь входа в расчетную модель: $F_2 = 1.49 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$;
- количество активных ячеек теплообменника со стороны газа (воздуха): $z = 80$;
- расход газа (воздуха) через расчетную модель: $G = G_{\Sigma} \cdot \frac{F_1}{z \cdot F_2} = 1.334 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$;
- температура газа: $T = 965 \text{ °К}$;
- температура воздуха: $T = 470 \text{ °К}$;
- давление газа: $P = 101325 \text{ Па}$;
- давление воздуха: $P = 395167 \text{ Па}$.

Показатели теплообменника определялись по зависимостям:

$$1. \sigma = \frac{\Delta T - T_{\text{air}}}{T_{\text{gas}} - T_{\text{air}}} - \text{степень регенерации теплообменника,}$$

где: $\Delta T = \frac{\sum_i T_i \cdot dt}{t}$ – средняя интегральная температура теплоносителя за цикл;

T_i – температура теплоносителя на выходе из теплообменника на i -ой итерации;

$T_{\text{air}}, T_{\text{gas}}$ – температуры воздуха и газа на входе в теплообменник;

t – время одного полуоборота теплообменника.

$$2. \Delta P = \frac{\sum_i P_i \cdot dt}{t} - \text{потери давления в теплообменнике,}$$

где: P_i – потери давления на i -ой итерации;

t – время одного полуоборота теплообменника.

Полученные в результате расчетов поля температур матриц и поля скоростей газа и воздуха показаны на рисунках 4-7.

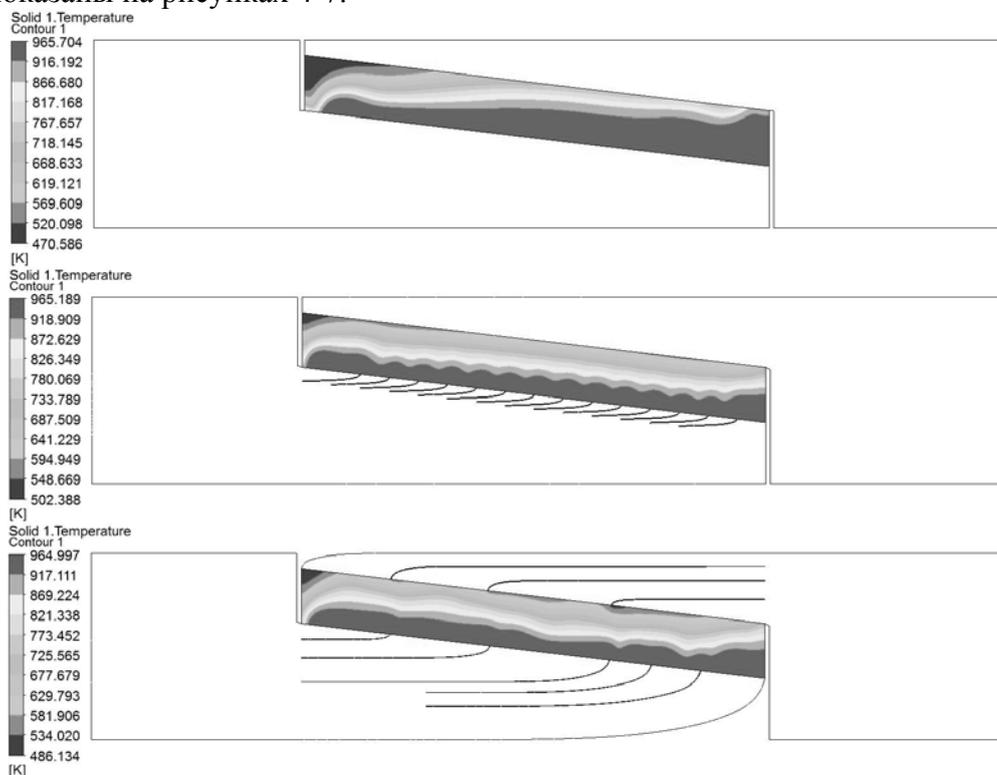


Рисунок 4 – Поля температур матриц в конце продувки теплообменника газом

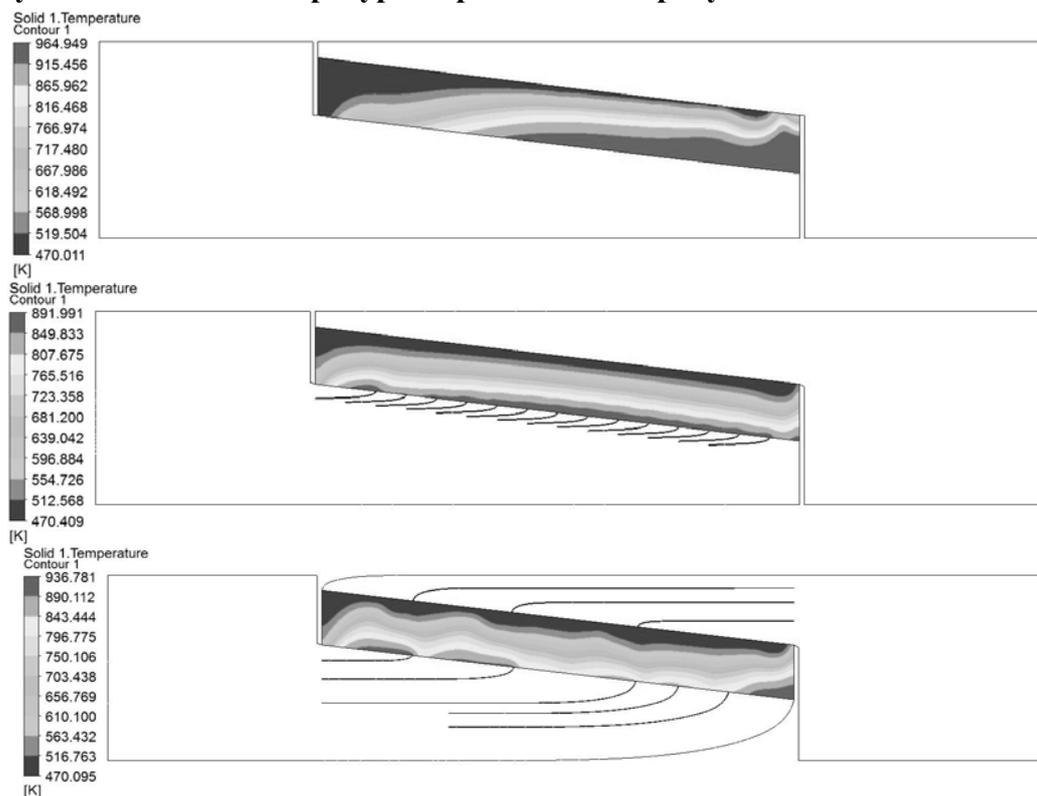


Рисунок 5 – Поля температур матриц в конце воздушного цикла

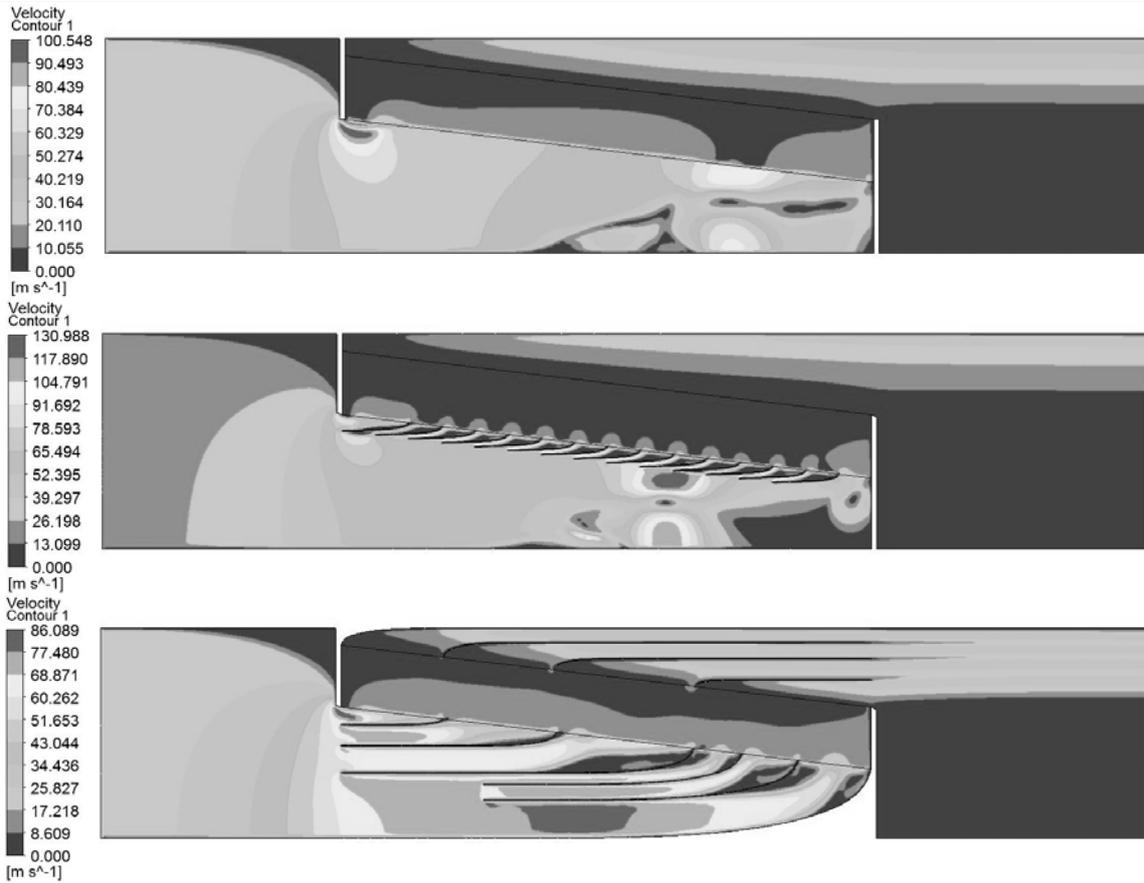


Рисунок 6 – Поля скоростей газа в ячейках

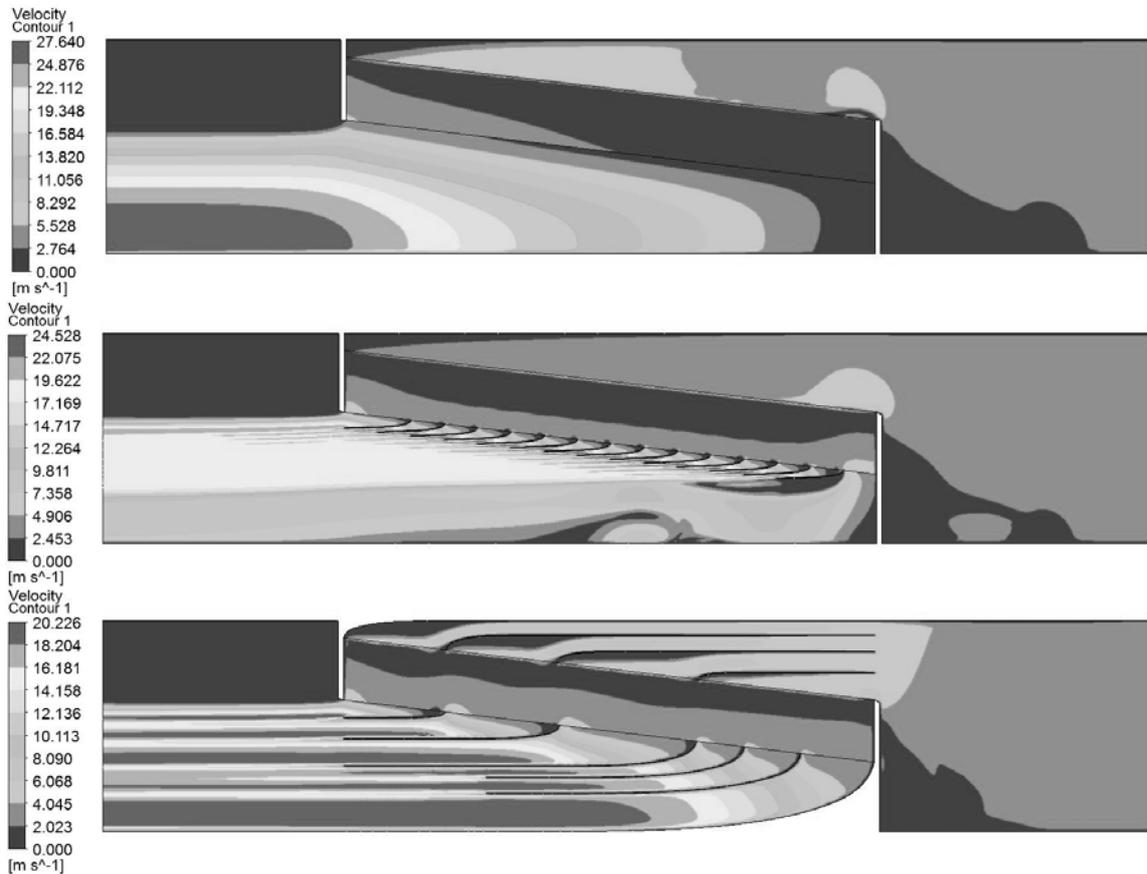


Рисунок 7 – Поля скоростей воздуха в ячейках

Из иллюстраций видно, что установка выравнивающих устройств приводит к существенному снижению неравномерности расходов теплоносителей в матрице ячейки и, как

следствие, к возрастанию степени регенерации (таблица 1). Сравнение эффективности применения различных дефлекторов показывает преимущество решетки длинных дефлекторов, имеющей одинаковые отношения площади проходного сечения на входе к площади проходного сечения на выходе в каждом междефлекторном канале. Как видно из таблицы 1, установка решетки длинных дефлекторов приводит по сравнению с короткими дефлекторами теплообменника ГАЗ к значительному снижению гидравлического сопротивления теплообменника.

Таблица 1

Значения степени регенерации и гидравлического сопротивления теплообменников

	Теплообменник без направляющих устройств.	Теплообменник с направляющей решеткой коротких дефлекторов.	Теплообменник с направляющей решеткой длинных дефлекторов.
Потери давления по газу $\Delta p_{\text{газа}}$, Па	3490	3950	2980
Потери давления по воздуху $\Delta p_{\text{воздуха}}$, Па.	890	920	780
Степень регенерации ячейки σ , %	76	86	86

Выводы

1. Проведено расчетное исследование теплогидравлической эффективности роторного каркасного теплообменника с коническими теплопередающими элементами.
2. Получено снижение гидравлического сопротивления роторного теплообменника на 24% за счет установки перед теплопередающими элементами решетки длинных дефлекторов с одинаковыми отношениями площади проходного сечения на входе к площади проходного сечения на выходе в каждом междефлекторном канале.

Литература

1. Плотников Д.А. Разработка и исследование дисковых секционных регенераторов автотракторных ГТД. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, 1981 г.
2. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление. Кутателадзе С.С., 1990г.
3. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Н.Б. Варгафтик, 1972г.
4. Белов С.В. Пористые проницаемые материалы. Справочник, 1972г.
5. Кэйс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники, 1962г.

Снижение аэродинамического шума выпускного клапана системы воздухообмена на транспорте

Кузовов А.Н., Овцынов П.В., д.т.н. проф. Меркулов В.И.
 ОАО НПО «Наука», МГТУ «МАМИ»
 89296309123

Аннотация. В данной работе рассматриваются способы по усовершенствованию конструкции рассекателя клапана системы воздухообмена на транспорте. Для оптимизации работы клапана на режиме $G=2000$ кг/ч, $\Delta P=0,36$ кгс/см² были спроектированы несколько вариантов конструкций рассекателя. В данной работе представлены два варианта исполнения рассекателя клапана, показавшие наилучшие результаты акустических расчетов.

Ключевые слова: клапан системы воздухообмена, акустический шум.