

без пароводяной конверсии метана, $\Delta G\%$ не превысит 2%. В этом случае более предпочтительно использование в ГТД регулируемого направляющего аппарата компрессора.

Выводы:

1. Влияние эффективности газотурбинного двигателя на КПД ГСУ невелико – увеличение КПД ГТД на 10% приводит к росту КПД ГСУ на 3%. В связи с этим применение в ГСУ газотурбинных двигателей сложных схем нецелесообразно.

2. Увеличение расхода рабочего тела через турбину за счет установки перед ГТД ТЭ с пароводяной конверсией метана и при подаче стехиометрического количества воды составляет около 4.5% от расхода воздуха, проходящего через компрессор.

Литература

1. Коровин Н.В. Топливные элементы и электрохимические энергоустановки. Москва, Изд-во МЭИ, 2005
2. George T. Lee (glee@metc.doe.gov; 304-285-4824), Frederick A. Sudhoff (fsudhoff@metc.doe.gov; 304-285-4560), Fuel Cell/Gas Turbine System.
3. Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Systems. Scott Samuelsen Director National Fuel Cell Research Center University of California, gss@nfcrc.uci.edu <http://www.nfcrc.uci.edu>

Исследование системы охлаждения каркаса роторного теплообменника

*Посвящается 40-летию кафедры «Транспортные ГТД» МГТУ «МАМИ»
д.т.н., проф. Кустарев Ю.С., к.т.н., проф. Костюков А.В., Дементьев А.А.
МГТУ «МАМИ»*

Исследована система охлаждения каркаса слабозасоряющегося роторного теплообменника малоразмерного газотурбинного двигателя, обеспечивающая снижение температурной неравномерности и соответственно утечек через уплотнения теплообменника.

Малоразмерные газотурбинные двигатели (ГТД) характеризуются многотопливностью и низкой токсичностью отработавших газов. Эти свойства обуславливают неослабевающий к ним интерес.

В малоразмерных ГТД (до 400-500 кВт) наиболее часто применяется роторный теплообменник вследствие его высокой теплогидравлической эффективности при малых размерах и потенциально меньшей склонности к засорению по сравнению с теплообменниками с неподвижной матрицей.

Основным недостатком и собственно проблемой вращающегося теплообменника являются утечки воздуха высокого давления через газоздушные уплотнения.

Наиболее радикально эта проблема решается в каркасных теплообменниках транспортных газотурбинных двигателей ГАЗ (рис. 1, 2), в которых уплотнения работают не по пористой теплопередающей матрице, а по плоским металлическим дискам каркаса.

В качестве матрицы в таких теплообменниках используются теплопередающие пакеты, изготовленные из мелкоячеистой сетки (0.15 мм). Для обеспечения малых тепловых деформаций каркаса и, следовательно, низких утечек через уплотнения теплообменника закомпрессорного воздуха пакеты выполняются коническими. Коническая форма пакетов обеспечивает эффективное охлаждение каркаса. Как видно из рисунка 2, основная часть каркаса омывается только холодным воздухом и охлажденным в матрице теплообменника газом. Применение сверхкомпактной сетчатой матрицы приводит к быстрому засорению каналов теплообмена, снижению степени регенерации и увеличению гидравлического сопротивления.

Исходя из описанной выше проблемы нестабильности эксплуатационных характеристик таких теплообменников представляется весьма перспективным рассмотрение в качестве теплопередающих элементов каркасного теплообменника цилиндрических теплопередающих элементов с щелевыми каналами, образованными намоткой металлической ленты в ру-

лон. В отличие от конического, цилиндрический элемент будет иметь практически равномерное распределение расходов теплоносителей по фронту теплопередающего элемента. Кроме того, в случае цилиндрического пакета наличие пустых объемов в ячейки каркаса теплообменника не требуется, и пакет может занимать весь объем ячейки каркаса.

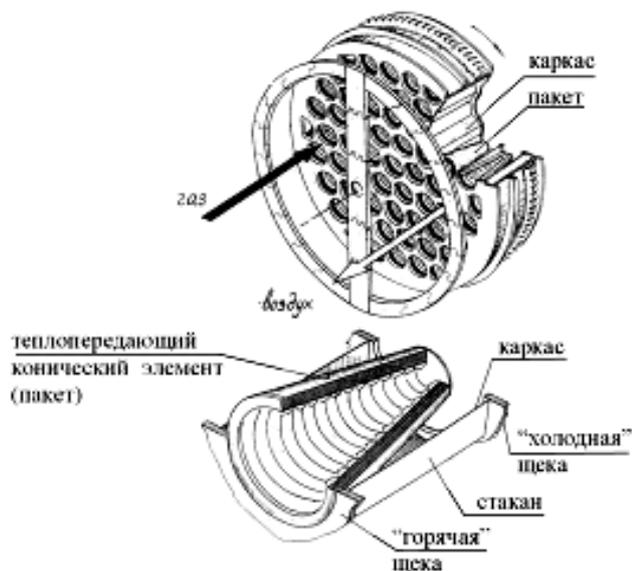


Рис. 1. Конструкция дискового регенератора АГТД ГАЗ.

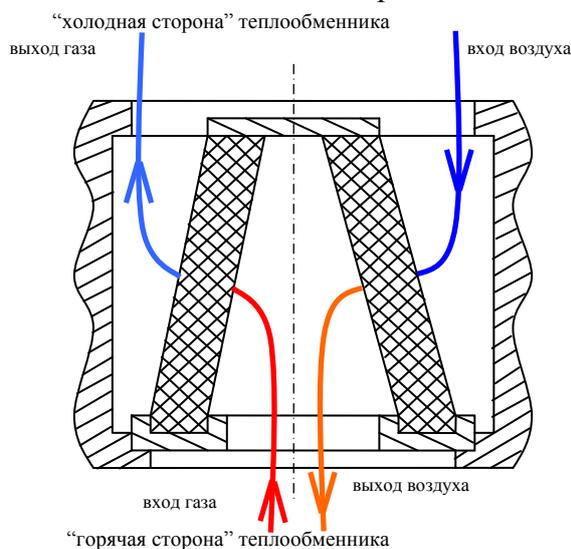


Рис. 2. Схема течения теплоносителей в секции регенератора АГТД ГАЗ.

Следствием этого является больший гидравлический диаметр каналов теплообмена цилиндрического пакета по сравнению с коническим, что вместе с прямолинейным характером течения теплоносителей в цилиндрическом элементе должно обеспечивать его существенно более низкую засоряемость, а упрощение конструкции и формы исходного материала позволит снизить стоимость теплообменника.

Основной проблемой перехода к цилиндрическим пакетам является проблема разработки новой системы охлаждения каркаса теплообменника, с эффективностью, по крайней мере, не уступающей системе охлаждения, имеющей место в случае установки конических пакетов. Принципиальное решение этой задачи приведено в [1].

Из рисунка 3 видно, что стенки каркаса так же, как и в случае с коническими пакетами, омываются охлажденным газом (прошедшим через ленточный теплопередающий элемент, установленный в системе охлаждения каркаса) и холодным воздухом.

Для выяснения эффективности разработанной системы охлаждения были проведены расчеты течения теплоносителей в системе охлаждения каркаса и распределения в нем температур. Расчеты проводились в конечно-элементном комплексе Fluent. Расчетная модель включала в себя элемент каркаса, дефлекторы системы охлаждения, теплопередающую матрицу.

Расчетная модель попеременно продувалась газом и воздухом с температурами:

$$T_G = 965^{\circ}\text{K} = 692^{\circ}\text{C}; T_B = 469,7^{\circ}\text{K} = 196,7^{\circ}\text{C}.$$

Результаты расчета теплообменника приведены на рисунках 4 и 5 (температура в градусах К). На этих рисунках приведено распределение температур в расчетной модели в различных положениях теплопередающего элемента в двигателе. На них хорошо видно что температура горячей щели каркаса (наиболее нагретая часть см. рис. 4) не превышает $320\div 340^{\circ}\text{C}$, что существенно меньше, чем у каркаса теплообменника с коническими пакетами.

Полученный перепад давления теплообменника с ленточно-щелевыми пакетами составил порядка 6000 Па, что очень близко к перепаду давления на матрице теплообменника с коническими пакетами.

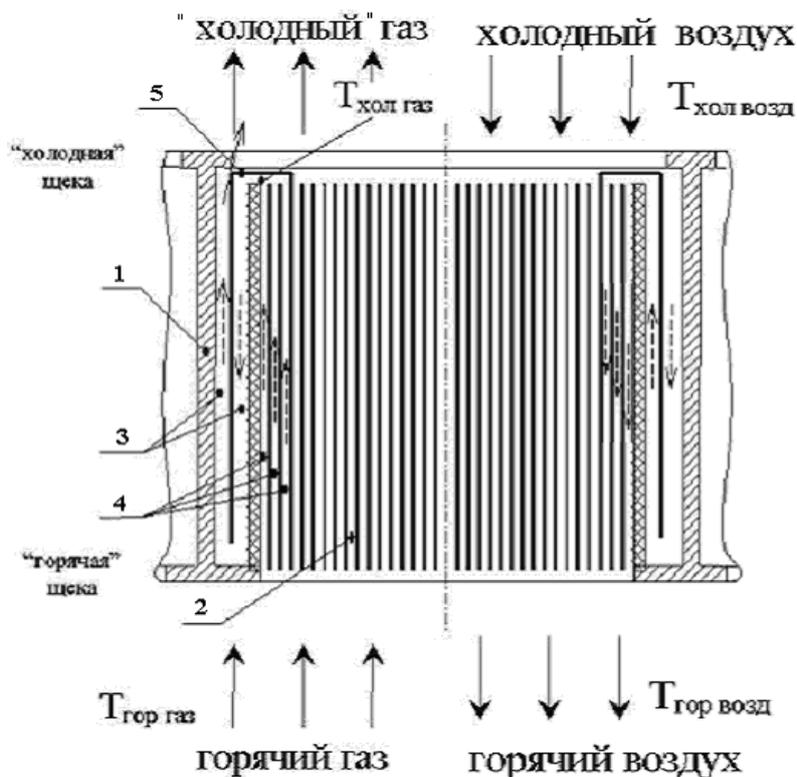


Рис. 3. Течение газа и воздуха через матрицу и систему охлаждения каркаса теплообменника: 1-щелка каркаса теплообменника, 2- щелевой канал теплопередающего элемента, 3-канал охлаждения каркаса теплообменника, 4 - каналы отбора газа для охлаждения каркаса, 5-пластина, обеспечивающая отбор воздуха (газа) для охлаждения.

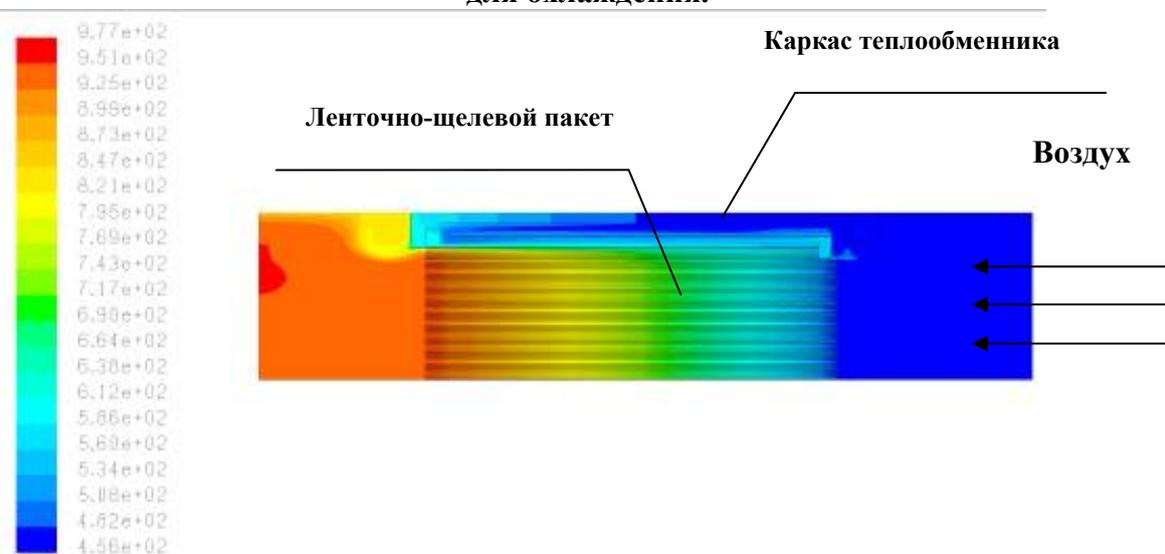


Рис. 4. Распределение температуры по каркасу и матрице теплообменника при течении через него воздуха (вход теплопередающего элемента в холодную полость).

На рис. 6 приведен график распределения температуры в каркасе теплообменника с цилиндрическими пакетами. Градиент температуры между горячей и холодной щелкой каркаса теплообменника составляет $\sim 127^\circ\text{C}$. Эта величина значительно ниже, чем у теплообменника с коническими теплопередающими элементами $\sim 200^\circ\text{C}$. Это гарантирует значительное снижение тепловых деформаций каркаса теплообменника и, как следствие, снижение утечек через систему уплотнений. Кроме того, снижение максимальной температуры горячей щелки каркаса с $\sim 500^\circ\text{C}$ до $\sim 320^\circ\text{C}$ должно способствовать облегчению условий работы графитовых башмаков системы уплотнений.

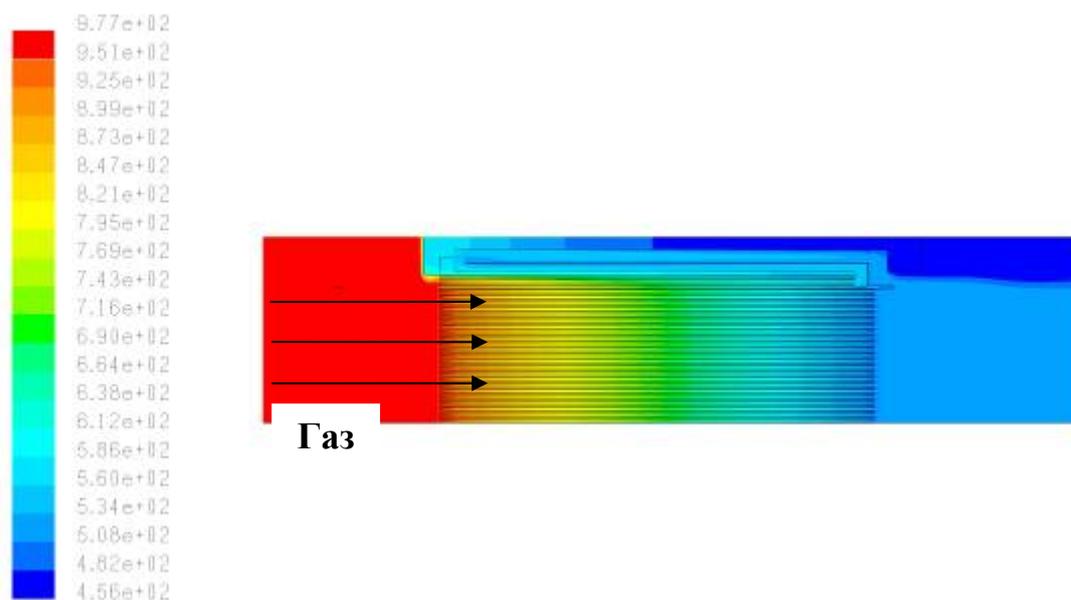


Рис. 5. Распределение температуры по каркасу и матрице теплообменника при течении через него газа (вход теплопередающего элемента в горячую полость).

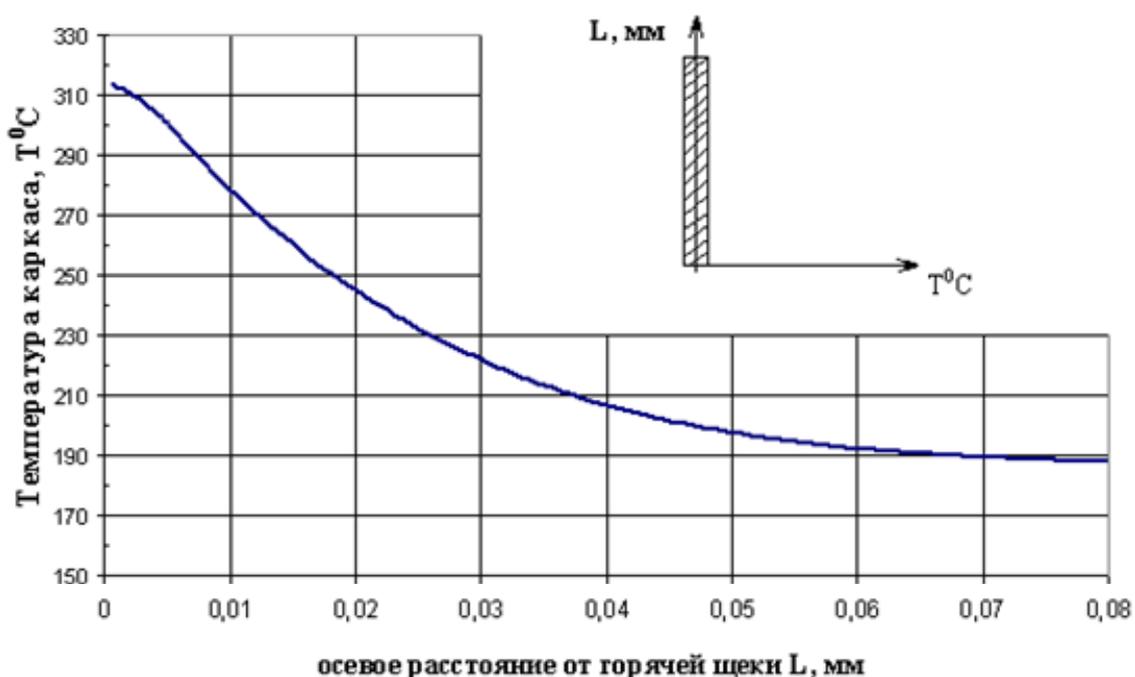


Рис. 6. Распределение температуры по длине каркаса теплообменника
Выводы

Разработана система охлаждения каркаса теплообменника с цилиндрическими теплопередающими элементами, обеспечивающая переход от сетчатых конических теплопередающих пакетов к щелевым ленточным.

Разработанная система охлаждения обеспечивает температуру каркаса в пределах до $\sim 320^{\circ}\text{C}$, что существенно ниже, чем в случае системы охлаждения с коническими пакетами ($\sim 460^{\circ}\text{C}$).

Замена конических теплопередающих элементов на ленточные цилиндрические с представленной системой охлаждения не приводит к сколько-нибудь существенному увеличению потерь давления.

Литература

1. Патент РФ на изобретение №2005123206/06(026140) от 22.07.2005 “Способ охлаждения

- каркаса вращающегося дискового теплообменника и устройство для его осуществления”.
2. Мухачев Г.А., Шукин В.К. Термодинамика и теплопередача. М.: Высш. шк., 1991.
 3. Михайлов-Михеев П.Б. Справочник по металлическим материалам турбино- и моторостроения. М.: Машгиз, 1961.
 4. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. Ansys в руках инженера. Едиториал УРСС, 2003.
 5. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Елисеев С.Ю., Плыкин М.Е., Общероссийский научно-технический журнал “Полет” №1 2005год.(стр.38).

Пути повышения ресурса подшипниковых узлов высокооборотных турбомашин с фитильной смазкой

Посвящается 40-летию кафедры “Транспортные газотурбинные двигатели” д.т.н., проф. Кустарев Ю.С., к.т.н., проф. Костюков А.В., Валеев А.Р., Плыкин М.Е. МГТУ «МАМИ»

Рассмотрено эффективность фитильной смазки и тепловое состояние подшипника качения высокооборотного ротора турбохолодильника. Показано, что внутренняя беговая дорожка подшипника турбохолодильника перегревается из-за наличия на ней зон сухого трения. Получено, что при установке перед подшипником конической вставки, обеспечивающей направление потока маслораздушной смеси в сторону внутренней беговой дорожки подшипника, зоны сухого трения на ней исчезают.

В конструкциях высокооборотных авиационных турбохолодильников применяется фитильный способ смазки подшипников качения [1]. В отличие от методов смазки с применением форсунок, при фитильной системе смазки поток масляно-воздушной смеси не направлен на внутреннее кольцо подшипника. Вследствие этого возможно недостаточное попадание масла на беговую дорожку внутреннего кольца подшипников, что может привести к перегреву и, как следствие, к понижению твердости (отпуску) материала и снижению ресурса подшипника.

Проведенные измерения твердости материала на беговых дорожках внутренних колец шарикоподшипников после ресурсных испытаний турбохолодильника показали, что твердость материала снизилась до 52-55 HRC (табл. 1). Это говорит об их нагреве до температур 300-350°C. Экспериментальные данные показали, что, в отличие от внутренних, перегрев наружных колец подшипников практически отсутствует.

Таблица 1.

Твердость материала на беговой дорожке внутреннего кольца.

Точка	1	2	3	4
Твёрдость HRC после ресурсных испытаний	50	53	57	51

Для выяснения причин перегрева было выполнено математическое моделирование тепловых потоков в роторе турбохолодильника с учетом тепла, выделяемого при трении в подшипниках. Расчет теплового состояния ротора производился на режиме $n=90000$ об/мин. Температуры воздуха на входе и выходе турбомашин и воздухомасляной смеси брались в соответствии с экспериментальными данными:

$$t_{\text{вх}}=120^{\circ}\text{C}, t_{\text{вых}}=200^{\circ}\text{C} \text{ (вентилятор);}$$

$$t_{\text{вх}}=90^{\circ}\text{C}, t_{\text{вых}}=-20^{\circ}\text{C} \text{ (турбина);}$$

$$t_{\text{м}}=110^{\circ}\text{C} \text{ – температура воздухомасляной смеси.}$$

В расчетах принималось, что на внутреннее кольцо приходится около 35% всей работы трения в подшипнике, что соответствует 15 Вт. Также принималось, что это тепло стекает по кольцевой поверхности шириной 0.2 мм на беговой дорожке внутреннего кольца подшипника. Расчет производился в программном комплексе ANSYS.

Полученное распределение температур в роторе турбохолодильника приведено на ри-