

ТЕПЛОВАЯ ЗАЩИТА ОТСЕКА ОТ ГОРЯЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПОРИСТЫМ ВДУВОМ

А.Г. Каримова¹, С.Г. Дезидерьев¹, В.М. Зубарев¹, М.М. Рахимьянов¹,
М.Г. Хабибуллин²

¹Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева,
Казань, Россия

²ОАО «Казанькомпрессормаш», Казань, Россия

Работа высокотемпературного авиационного газотурбинного двигателя в качестве приводного агрегата на станциях перекачки энергоносителей характеризуется высоким нагревом его корпуса в зоне камеры сгорания и турбины и, как следствие этого, ухудшением условий работы наружных коммуникаций, отклонением величин радиальных зазоров от номинала, превышением допустимой температуры воздуха в помещении отсека.

Применяемые на существующих станциях перекачки энергоносителей системы вентиляции отсеков, где находятся газотурбинные установки, частично решают эти проблемы. Однако оптимальность конструкции этих систем должна обеспечивать выполнение ряда очень важных требований. Например, плохая система вентиляции может привести к неоднородному по окружности распределению температуры корпуса, что может значительно сказаться на радиальных зазорах рабочих лопаток турбин и негативно повлиять на эксплуатационные и экономические характеристики двигателя [1]. Кроме того, применение вентиляции требует дополнительных энергетических затрат.

В случае размещения стационарных установок в двигательных боксах или отделениях для защиты от теплового излучения можно использовать сам двигатель для вентиляции того помещения, в котором он работает. Это осуществляется путем отвода теплоты активной вентиляцией помещения. Выхлопная труба двигателя окружается кожухом, простирающимся выше выхлопной трубы двигателя. Воздух засасывается из помещения за счет эжекции выхлопных газов, движущихся по выхлопной трубе с высокой скоростью. По данным [2] такой способ вентиляции обеспечивает расход эжектируемого воздуха 210 м³/мин. Однако информация о количественной оценке эффекта снижения температуры отсека и корпуса двигателя отсутствует.

Кроме того, вентиляция требует открытости отсека для продувки, что неблагоприятно с точки зрения пожарной опасности.

Рассмотрены и проанализированы описания изобретений к патентам Российской Федерации, достаточно близких к рассматриваемой теме тепловой защиты стационарного приводного газотурбинного двигателя. Так, в патенте RU 2161715 С 2 для подачи охлаждающего воздуха через сопловые щели на горячий корпус двигателя используется блок вентиляторов. А в патенте RU 2166656 С 2 применена еще более сложная система тепловой защиты с использованием центробежного вытяжного вентилятора, обеспечивающего охлаждение корпуса двигателя и вентиляцию контейнера. И в том и в другом случаях имеют место существенные затраты энергии.

В патенте RU 2166656 С 2 кроме центробежного вентилятора, обеспечивающего вытяжную вентиляцию отсека, от компрессора отбирается активный воздух, создающий эжектирующий эффект, способствующий удалению горячего воздуха из зоны под внешней оболочкой двигателя. К сожалению, нет информации об оценке энергетических затрат на реализацию столь сложной системы тепловой защиты.

В описании к патенту RU 2252326 С 1 делается отбор воздуха из разных зон компрессора, который далее делится на индивидуальные потоки, охлаждается в теплообменниках и дозированно подается к объектам охлаждения в соответствии с требуемыми параметрами. Проблема вентиляции отсека данными мероприятиями не решается.

Актуальным является вопрос организации эффективной тепловой защиты отсека от горячего двигателя, а также обеспечение допустимой и равномерной по окружности температуры корпуса турбины и других горячих частей.

Обзор работ по исследованиям различных способов охлаждения горячих деталей позволяет утверждать, что наиболее экономичным и эффективным способом воздушного охлаждения является проникающее пористое.

Тепловую завесу в предлагаемом способе предполагается создавать, подавая охлаждающий воздух через пористую оболочку, окружающую наиболее нагретые участки корпуса двигателя (в районе камеры сгорания, турбины, выходного сопла). Использование пористого вдува для организации тепловой завесы в горячей зоне вблизи корпуса двигателя представляется привлекательным, т.к. интенсивное «гашение» теплового потока обеспечивается уже на некотором удалении от проницаемой охлаждаемой стенки охладителем, вышедшим из пор, вектор скорости которого направлен навстречу вектору теплового потока. При этом нет необходимости конструировать специальные каналы охлаждения, что было бы затруднительно ввиду специфики конструкции корпуса ГТД. Характерной особенностью такой организации охлаждения является отсутствие динамического пограничного слоя (сносящего потока), противодавления. Пограничный слой на поверхности теплообмена в данном случае характеризуется режимом сверхкритического вдува, при котором имеет место отсечение горячей среды от проницаемой поверхности. Кроме того, значительное количество теплоты снимается внутри пористого материала при протекании охладителя по поровым каналам. Со стороны подвода охладителя теплообмен с пористой стенкой интенсифицируется отсосом пограничного слоя.

В данной работе предлагается смоделировать случай создания тепловой завесы между корпусом и наружной оболочкой стационарно работающего двигателя по схеме (см. рис. 1) без сносящего потока.

Воздух из ресивера, образуемого наружной оболочкой и пористой стенкой, вдувается в полость между горячей и пористой стенками, сообщаящуюся с атмосферой.

В предлагаемой схеме тепловой поток генерируется нагретым корпусом, а сносящий («центральный») поток газа отсутствует.

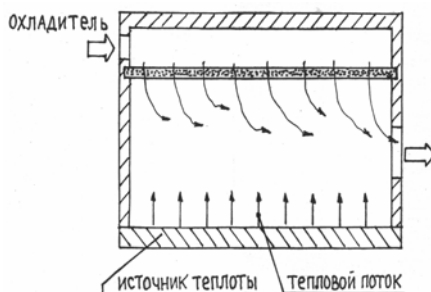


Рис. 1. Схема тепловой завесы (основной сносящий поток отсутствует)

Незначительное движение вдоль поверхности пористой стенки создается лишь самим вдуваемым охладителем, покидающим зону тепловой завесы. Скорость такого движения незначительна и зависит от интенсивности вдува, расположения

рассматриваемого сечения по продольной координате стенки и величины зазора между источником теплоты и пористой стенкой.

Поверхность пористой стенки, обращенная к источнику теплоты, (см. схему на рис. 1) защищена охладителем, выходящим из поровых каналов и образующим завесу, воспринимающую значительную долю теплового потока, генерируемого источником. Интенсивность теплоотдачи к пористой стенке определяется той частью теплового потока, которая достигает стенки. Для определения величины теплового потока, достигающего стенки, необходимо тщательно измерять температурное поле охладителя по всей высоте зазора между пористой стенкой и нагревателем.

Целью работы является разработка рекомендаций по организации тепловой защиты отсека от горячих элементов корпуса ГТД наземного применения путем создания тепловой завесы вдувом воздуха через пористую оболочку на основе изучения процессов теплопередачи в системе.

Для экспериментального изучения процессов теплопередачи при создании тепловой завесы с помощью пористого вдува был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд (рис. 2). Стенд обеспечивал проведение экспериментов на двух установках, каждая из которых позволяла получать необходимую информацию для последующей обработки и обобщений.

Экспериментальный стенд (рис. 2) состоял из компрессора, ротаметра для измерения расхода воздуха, соединительных трубопроводов, фильтра очистки воздуха, вентиля регулирования расхода, автотрансформатора для регулирования напряжения, приборов измерения температуры и давления воздуха, вольтметра и амперметра для измерения напряжения и силы тока на нагревателе.

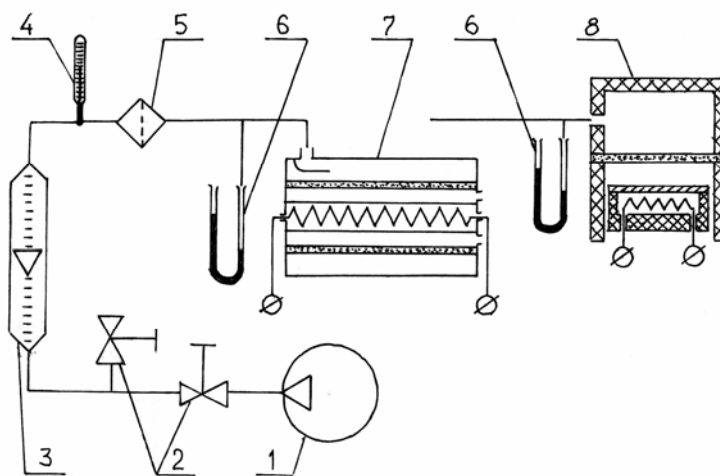


Рис. 2. Схема экспериментального стенда
1-компрессор; 2-вентили; 3-ротаметр; 4-термометр;
5-фильтр; 6-манометры; 7-установка №1; 8-установка №2

Установка 1 (см. схему на рис. 3) представляла собой систему из трех коаксиальных цилиндров 1, 2, 3. Внутренний цилиндр 3 являлся источником теплоты и имитировал нагретый газотурбинный двигатель. Средний цилиндр 2 – пористый проницаемый – служил для создания на его внутренней поверхности завесы охлаждающего воздуха. Наружный цилиндр 1 служил для организации подвода охладителя к пористому цилиндру и вместе с торцевыми стенками 4 и 5 образовывал ресивер, к которому подводился воздух от компрессора. Термометрирование установки осуществлялось хромель-копелевыми термопарами диаметром 0,2 мм в лаковой изоляции и предусматривало замеры температуры в следующих местах: 1) наружная и внутренняя поверхности цилиндра 1; 2) наружная и внутренняя поверхности пористого цилиндра 2; 3) наружная поверхность нагревателя (цилиндр 3); 4) температура воздуха:

на входе в ресивер и в самом ресивере; на выходе из пористого цилиндра – в четырех сечениях по толщине воздушной прослойки с горячей стороны зазора; на выходе из кольцевого канала с горячей стороны. Места замеров температур обведены кружками.

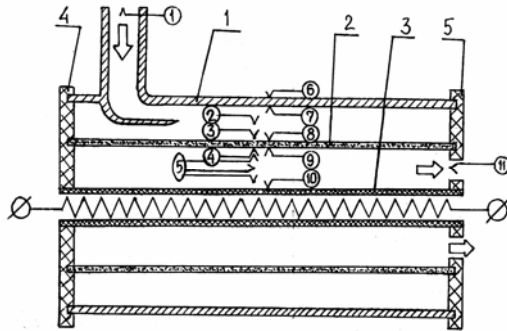


Рис. 3. Схема экспериментальной установки №1: 1-наружный корпус; 2-пористый цилиндр; 3-нагреватель; 4,5-торцевые стенки

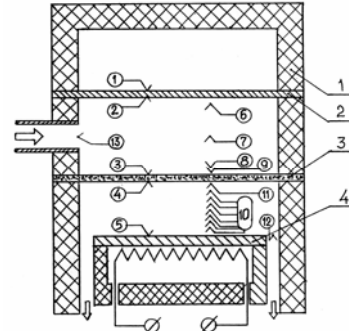


Рис. 4. Схема экспериментальной установки №2: 1-текстолитовый корпус; 2-сплошной диск; 3-пористый диск; 4-нагреватель

Установка 2 (см. схему на рис. 4) состояла из текстолитового корпуса 1 со сплошным 2 и пористым 3 дисками, образующими ресивер подвода воздуха. Источником теплоты являлся нагреваемый нихромовой спиралью диск 4, положение которого могло изменять расстояние между ним и пористым диском.

Система замеров, по аналогии с установкой 1, предусматривала измерение температуры всех поверхностей дисков 2, 3 и 4, температуры воздуха на всех этапах его прохождения через установку. На выходе из пористого диска температура воздуха измерялась подвижной щуп-термопарой для снятия поля температуры по высоте зазора с шагом 3мм. Кроме того, измерялись расход и давление воздуха. На обеих установках в опытах с помощью автотрансформатора регулировались и измерялись напряжения и сила тока в нагревателе.

Программа проведения экспериментов предусматривала снятие показаний всех параметров, перечисленных выше, после выхода установки на стационарный режим (1...1,5 часа после включения). Опыты проводились при варьировании величинами расхода воздуха G_B , напряжения на нагревательном элементе U – температурного фактора (на обеих установках), величины зазора между нагревателем и поверхностью вдува (на установке 2). Таким образом, схема программы экспериментов была следующей:

- 1-я серия: $G_e = const$; $U = var$; $\delta = const$ – установка 1;
- 2-я серия: $G_e = var$; $U = const$; $\delta = const$ – установка 1;
- 3-я серия: $G_e = const$; $U = const$; $\delta = var$ – установка 2.

Результаты опытов обрабатывались в соответствии с законами термогазодинамики и теплообмена, рассчитывались погрешности измерения.

Механизм теплопередачи в системе трех коаксиально расположенных цилиндров (3-х параллельных стенок), описанных выше в установках 1 и 2, складывается из нескольких тепловых процессов, которые должны быть отражены при составлении уравнения теплового баланса системы [3, 4].

Тепловой поток, генерируемый нагревателем, может быть подсчитан через параметры электрического тока:

$$Q = I^2 \cdot R. \quad (1)$$

Этот суммарный тепловой поток разделяется на следующие отдельные составляющие:

$$Q = Q_{Г.ЗАЗ} + Q_{П} + Q_{В.ЗАЗ} + Q_{УТ} + Q_{К.НАР} + Q_{В.НАР} \quad (2)$$

Тепловые потоки, обозначенные в правой части этого уравнения теплового баланса, обеспечивают нагревание:

$Q_{Г.ЗАЗ}$ - воздуха, вошедшего через пористую стенку в горячий зазор;

$Q_{П}$ - пористой стенки с внутренней стороны;

$Q_{В.ЗАЗ}$ - воздуха с наружной стороны пористой стенки;

$Q_{К.НАР}$ - наружного корпуса с внутренней стороны;

$Q_{В.НАР}$ - воздуха с наружной стороны корпуса;

$Q_{УТ}$ - потери на утечки через торцевые стенки.

Выделяя тепловой поток, пошедший на нагревание воздуха от входа в установку до выхода из нее, можем записать:

$$Q_1 = Q_{Г.ЗАЗ} + Q_{В.ЗАЗ} + Q_{П} \quad (3)$$

С другой стороны, по уравнению энтальпии

$$Q_1 = G_B \cdot C_P \cdot (T_{В.ВЫХ} - T_{В.ВХ}) \quad (4)$$

Из уравнения (3):

$$Q_{П} = Q_1 - Q_{Г.ЗАЗ} - Q_{В.ЗАЗ} \quad (5)$$

Из уравнений энтальпий:

$$Q_{Г.ЗАЗ} = G_B \cdot C_P (T_{В.ВЫХ} - T_{В.П.ВЫХ}) \quad (6)$$

$$Q_{В.ЗАЗ} = G_B \cdot C_P (T_{В.П.ВХ} - T_{В.ВХ}) \quad (7)$$

Плотность теплового потока, воспринятого пористой стенкой

$$q_{П} = Q_{П} / F_{П.ВН} \quad (8)$$

С другой стороны, плотность теплового потока $q_{П}$, передаваемого к пористой стенке от горячей стенки через прослойку вдуваемого воздуха, можно рассчитать как среднеинтегральную величину при известном распределении температуры по толщине воздушной прослойки δ между нагретым и пористым цилиндрами.

В соответствии с законом Фурье тепловой поток, передаваемый через изотермическую цилиндрическую стенку радиуса r , можно записать [5]

$$Q = -\lambda \frac{dt}{dr} 2\pi r l \quad (9)$$

Температурный градиент через прослойку может быть получен из выражения, описывающего температурное поле в цилиндре с внутренним и наружным диаметрами d_1 и d_2 соответственно и температурами поверхностей t_1 и t_2 :

$$\frac{dt}{dr} = -\frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \cdot \frac{2}{d} \quad (10)$$

Из формул (9) и (10) можно получить выражение для плотности теплового потока на диаметре d :

$$q = \frac{(t_1 - t_2)}{\frac{d}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (11)$$

Используя соотношения закона Фурье, описывающие плотность теплового потока через твердую стенку, и оперируя понятием коэффициента эффективной теплопроводности [6], можно определить величину плотности теплового потока через воздушную прослойку, если известно распределение температуры по толщине рассматриваемой зоны.

При расчете плотности теплового потока по слоям расчетного пространства, для которых выполняется условие $(d_2/d_1) < 2$, для каждого слоя с точностью до 4% [7] можно использовать формулу для плоского слоя:

$$q_i = \frac{\lambda_i(t_i - t_{i+1})}{\delta_i} \quad (12)$$

где $\delta_i = (d_{i+1} - d_i)/2$ – толщина одного слоя прослойки.

Таким образом, плотность теплового потока, передаваемого от горячей стенки к пористой можно рассчитать как среднеинтегральную величину с учетом распределения температуры и коэффициента эффективной теплопроводности по ширине зазора-прослойки

$$q_{\Pi} = \sum_{i=0}^{\delta} q_i \frac{\Delta\delta_i}{\delta} = \sum_{i=0}^{\delta} \frac{\lambda_i}{\Delta\delta_i} (T_i - T_{i+1}) = \frac{\lambda_{\text{эф}}}{\delta} (T_{\Gamma} - T_{\Pi.BH}) \quad (13)$$

где

$$\lambda_{\text{эф}} = \sum_{i=0}^{\delta} \lambda_i \frac{\Delta\delta_i}{\delta_i}, \text{ Вт/мК} \quad (14)$$

λ_i – по $\frac{T_i + T_{i+1}}{2}$ (теплопроводность слоя).

Ошибка в распределении плотности теплового потока двумя способами не превышала 2%.

Коэффициент теплоотдачи от нагретого в прослойке воздуха к пористой стенке вычисляется

$$\alpha_{\Pi} = q_{\Pi} / (T_{\Gamma} - T_{\Pi.BH}) \quad (15)$$

Эффективность охлаждения определялась по известным литературным данным

$$\theta = (T_{\Gamma} - T_{\Pi.BH}) / (T_{\Gamma} - T_{B.BX}) \quad (16)$$

Температурный фактор рассчитывается:

$$\bar{T} = T_{\Gamma} / T_{B.BX} \quad (17)$$

Все приведенные параметры рассчитывались по замеряемым в опытах значениям расхода воздуха G_B , давления P , температуры T , силы тока I , сопротивления R . Входящие в уравнение (1) величины Q_{VT} , $Q_{K.HAP}$, $Q_{B.HAP}$ суммарно не превышали 2 % от Q .

Результаты термометрирования всех поверхностей и воздушных прослоек установок 1 и 2 представлены на рис 5 и 6, соответственно.

Рис 5. а,б,в,г демонстрирует эпюры изменения температуры воздуха и всех поверхностей (установка 1) по радиусу (ширине прослоек) при постоянных значениях расхода для каждой серии замеров и варьировании напряжения нагрева (температурный фактор). Значения параметров каждого режима указаны в подрисуночных надписях.

По мере увеличения нагрева эпюра распределения температур в зазоре между нагретым и пористым цилиндрами смещается в область более высоких температур, но это мало сказывается на увеличении температуры пористой и наружной стенки ресивера и воздуха в зазоре на входе в пористую. Даже при больших нагревах и малом расходе охлаждающего воздуха эффект оттеснения теплового потока от пористой проницаемой стенки достаточно высок.

Рис. 5. д, е, ж, з демонстрирует распределение температуры на той же установке 1 при постоянных значениях нагрева ($U = \text{const}$) для каждой серии замеров и варьируемых значениях расхода воздуха G_B .

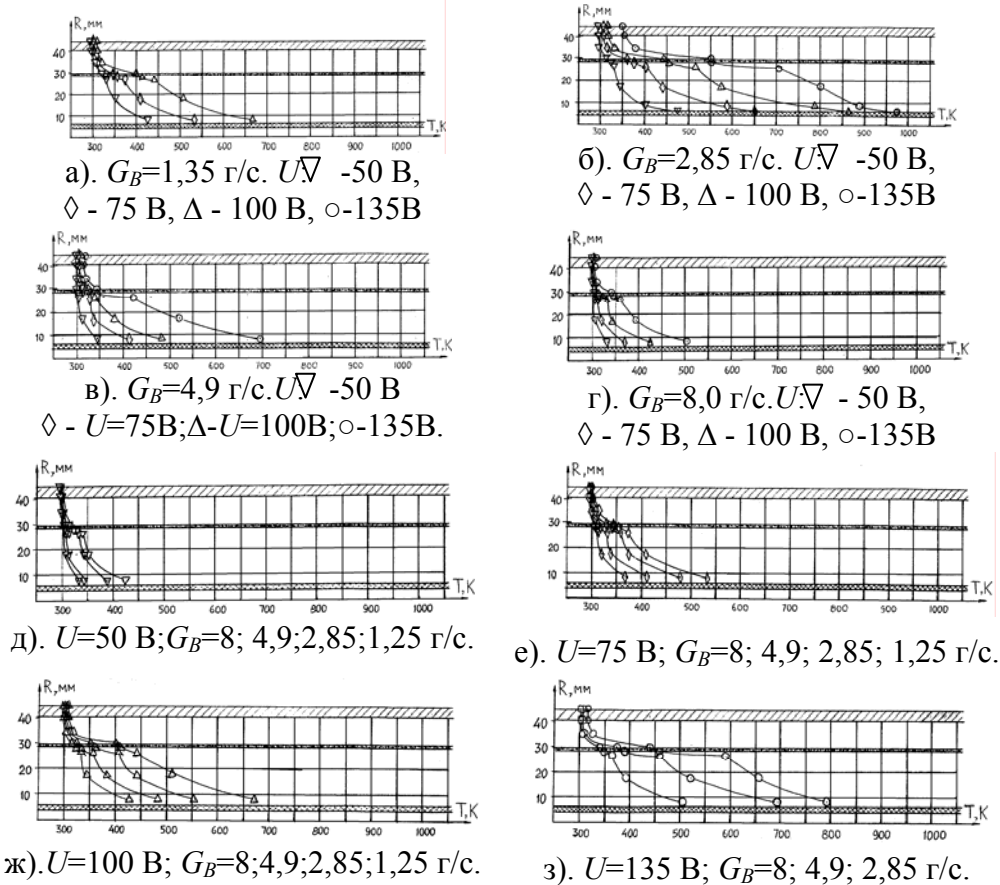


Рис. 5. Результаты замеров температурных полей на установке 1
 $G_B = \text{const}$, $U = \text{var}$, $\delta = \text{const}$

По мере увеличения расхода охлаждающего воздуха G_B отеснение теплового потока от пористой стенки проникает глубже по зазору и в большей степени начинает снижать не только температуру воздуха в прослойке, но и температуру нагретой (горячей) стенки. При достижении определенных значений дальнейшее увеличение расхода нецелесообразно, так как температура пористой оболочки становится близкой к температуре воздуха на входе (в ресиверной прослойке). Увеличение расхода до некоторых оптимальных значений улучшает эффективность охлаждения, приближая ее к 1, особенно в легкопроницаемых пористых материалах.

Температура пористой стенки и наружной непроницаемой оболочки даже при малых расходах G_B стабильно удерживается вблизи приемлемых значений, близких температуре воздуха на входе в ресивер.

Это подтверждает существующее представление о характере пограничного слоя при пористом вдуве, когда охладитель отесняет горячий тепловой поток от стенки вплоть до полной ее изоляции (критический вдув). В данной установке 1 пористый цилиндр изготовлен из порошкового мелкопористого материала ($\Pi \approx 0,25$).

Эпюры распределения температур на всех элементах установки 2 представлены на рис. 6. Здесь показано, что при постоянных значениях расхода G_B , мощности нагревателя (температурного фактора) и переменных значениях зазора δ (толщины прослойки между нагретой и пористой пластинами), его величина практически не сказывается на температуре пористой охлаждаемой стенки и наружной оболочки. На данной установке 2 использовался легко-проницаемый сетчатый пористый материал ($\Pi \approx 0,45$).

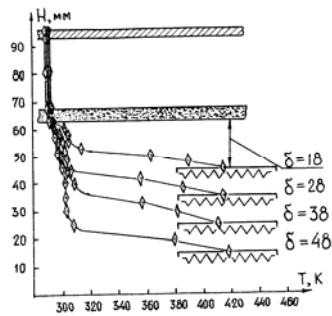


Рис. 6. Изменение температурных полей в зависимости от зазора δ

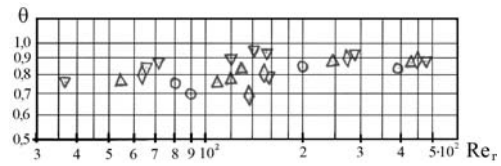


Рис. 7. ∇ - $U=50\text{В}$; \diamond - $U=75\text{В}$; Δ - $U=100\text{В}$; \circ - $U=135\text{В}$

На базе первичной информации – по замеренным в экспериментах значениям расхода G_B давления P , распределения температур T производилась обработка и обобщение результатов, рассчитывались плотности тепловых потоков, эффективная теплопроводность.

Результаты опытов по эффективности охлаждения θ пористой стенки представлены в виде зависимости $\theta = f(Re_\Gamma)$ на рис. 7.

Здесь число Рейнольдса $Re_\Gamma = (G_B \cdot 2\delta) / (F_{ПВН} \cdot \mu_{CP})$. Различными значками обозначены точки, соответствующие различным значениям напряжения тока U , то есть температурного фактора $(T_\Gamma / T_{B.BX})$. Увеличение температурного фактора (напора) ведет к уменьшению эффективности θ , а увеличение расхода (числа Рейнольдса) до некоторых оптимальных значений несколько увеличивает её.

Дальнейшее увеличение расхода (число $Re_\Gamma > 5 \cdot 10^2$) нецелесообразно, т.к. эффективность θ приближается к 1, когда $T_\Pi \approx T_{B.BX}$. В результате математической обработки получена зависимость, обобщающая результаты опытов в диапазоне чисел $Re_\Gamma = 3.5 \cdot 10 \dots 5 \cdot 10^2$ (массового расхода воздуха $\rho w = 19 \dots 200 \text{ г/м}^2 \cdot \text{с}$) и температурного фактора $T_\Gamma / T_{B.BX} = 1,2 \dots 2,8$

$$\theta = 0,7 Re_\Gamma^{0,1} (T_\Gamma / T_{B.BX})^{-0,5}, \quad (18)$$

которая подтверждает высокую эффективность пористого охлаждения при отсутствии сносящего потока и противодействия на выходе из пористой стенки.

Результаты опытов в обобщенном виде представлены на рис. 8 в координатах $\theta / (T_\Gamma / T_{B.BX})^{-0,5} = f(Re_\Gamma)$. Они с достаточно высокой степенью точности располагаются вблизи зависимости (18) – сплошная линия.

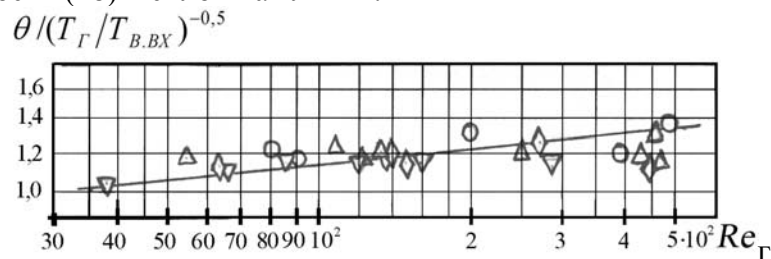


Рис. 8. ∇ - $U=50\text{В}$; \diamond - $U=75\text{В}$; Δ - $U=100\text{В}$; \circ - $U=135\text{В}$

Рис. 9 демонстрирует результаты опытного изучения коэффициентов теплоотдачи α_Π к пористой стенке от нагретого в зазоре воздуха в зависимости от массового расхода охлаждающего воздуха при различных значениях температурного фактора – напряжения U (различные значки). Увеличение температурного фактора

ведет к росту α_{II} , увеличение массового расхода $(\rho w)_{II}$ через пористую стенку несколько снижает α_{II} , что видно из разброса точек.

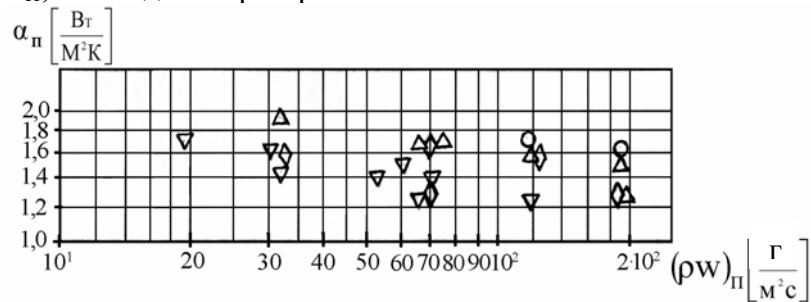


Рис. 9. ∇ - $U=50B$; \diamond - $U=75B$; Δ - $U=100B$; \circ - $U=135B$

Результаты опытов по теплоотдаче в обобщенном виде даны на рис. 10.

В результате обобщения данной серии опытов получена зависимость, справедливая в диапазоне чисел $Re = 20 \dots 200$ и температурного фактора $T_{\Gamma}/T_{B.BX} = 1,2 \dots 2,8$, $(\rho w)_{II} = 19 \dots 200 \text{ г/м}^2 \cdot \text{с}$

$$Nu_{II} = 4,2 \cdot Re_{CP}^{-0,1} (T_{\Gamma}/T_{B.BX})^{0,5} \quad (19)$$

Здесь $Nu_{II} = (\alpha_{II} \cdot 2\delta)/\lambda_{CP}$; $Re_{CP} = (G_B \cdot 2\delta)/(2F_{КОЛЬЦ} \cdot \mu_{CP})$; $G_B/2$ - средний по длине участка расход; $F_{КОЛЬЦ}$ - площадь кольцевого зазора с горячей стороны.

Зависимость (19) с удовлетворительной степенью точности обобщает результаты данной серии опытов, это видно из рис. 10, на котором представлены обобщенные результаты – сплошная линия в координатах $Nu_{II}/(T_{\Gamma}/T_{B.BX})^{0,5} = f(Re_{CP})$

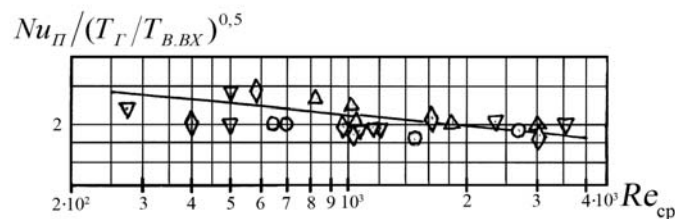


Рис. 10. ∇ - $U=50B$; \diamond - $U=75B$; Δ - $U=100B$; \circ - $U=135B$

Анализ результатов показывает, что при отсутствии противодействия и основного сносящего потока эффективность пористого охлаждения высока, а коэффициенты теплоотдачи низкие, особенно при использовании легкопроницаемых пористых материалов, что делает привлекательным их применение при тепловой защите окружающего пространства отсека от горячих элементов энергоустановок. Кроме того, улучшается экономичность двигателей за счет снижения потребного расхода охлаждающего воздуха и энергозатрат на его прокачку.

Обзор имеющихся в литературе данных по теплоотдаче со стороны охлаждающего воздуха, входящего в пористую оболочку, показывает на их ограниченность и разноречивость. Коэффициенты при числе Рейнольдса отличаются почти на порядок. Воспользоваться ими в качестве граничных условий некорректно. Экспериментальное изучение данного вопроса пополняет банк данных. Результаты опытов по изучению процесса теплоотдачи от нагретой пористой стенки к входящему в нее воздуху из ресивера показаны на рис. 11 и обобщены зависимостью (20).

$$Nu_{B.3A3} = 0,04 \cdot Re_{B.3A3} \quad (20)$$

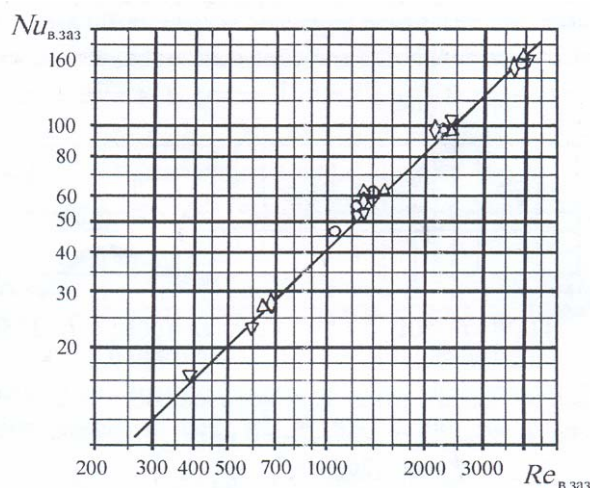


Рис. 11

Экспериментальные точки с высокой степенью точности располагаются вблизи зависимости (20) – сплошная линия.

Здесь $Re_{в.зав} = (G_B \cdot 2\delta) / (F_{в.кольц.зав} \cdot \mu_{CP})$ - число Рейнольдса по средним параметрам в кольцевом канале (ресивере).

Таким образом, представленные результаты опытного исследования эффективности охлаждения и теплообмена в каналах с пористым вдувом без основного сносящего потока показали целесообразность применения данного способа охлаждения как наиболее экономичного при защите окружающего пространства отсека от теплового воздействия энергетических установок. Они позволяют прогнозировать температуру пористой стенки при использовании данного способа тепловой защиты.

Список литературы

1. Газотурбинные технологии. Специализированный информационно-аналитический журнал. Апрель, 2006. № 2.
2. А. Джадж. Газотурбинные двигатели малой мощности. ИИЛ, Москва, 1963.
3. Зубарев В.М. Методы определения граничных условий теплообмена для случая тепловой завесы / А.Г. Каримова, С.Г. Дезидерьев, В.М. Зубарев, М.Г. Хабибуллин // Вестник КГТУ-КАИ им. А.Н. Туполева, № 1, 2005. Изд. КГТУ им. А.Н. Туполева, Казань. С. 12-16.
4. Зубарев В.М. Результаты экспериментального исследования процессов теплообмена и эффективности тепловой завесы при пористом вдуве / А.Г. Каримова, С.Г. Дезидерьев, В.М. Зубарев, М.Г. Хабибуллин // ИВУЗ «Авиационная техника», № 1, 2006. С. 37-39.
5. Болгарский А.В., Мухачев Г.А., Щукин В.К. Термодинамика и теплопередача. М., «Высшая школа», 1975. 495 с.
6. Карпова О.Б., Тарасевич С.Э., Щукин В.К. Теплообмен в глухом плоском канале с односторонним вдувом. Изв. Вузов «Авиационная техника», 1994, № 1. С. 76-79.
7. Локай В.И., Дезидерьев С.Г. К расчету температуры турбинных лопаток при эффузионном охлаждении / Труды КАИ, 1968, вып. 101. С. 15-20.