
**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЭНЕРГОНАПРЯЖЕННЫХ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ
С БОЛЬШИМ КОЛИЧЕСТВОМ ПЛАСТИН**

© 2024 г. А. Е. Баранов^а, А. Е. Белов^а, Д. Н. Ильмов^а *,
В. А. Мавров^а, А. С. Скороходов^а, Н. И. Филатов^а

^аГНЦ “Исследовательский центр им. М.В. Келдыша”, Онежская ул., д. 8, Москва, 125438 Россия

*e-mail: ilmovdn@mail.ru

Поступила в редакцию 12.05.2023 г.

После доработки 14.12.2023 г.

Принята к публикации 21.12.2023 г.

Теплообменники в составе газотурбинного контура для перспективных космических энергоустановок являются инновационными разработками в области создания теплообменных аппаратов по комплексу предъявляемых к ним технических и эксплуатационных требований. Предложена конструкция теплообменной матрицы из набора двояковыпуклых штампованных пластин со специфическим рельефом поверхности, которая обеспечивает создание теплообменников с требуемыми параметрами по прочности, жесткости, массе и габаритам при заданных условиях эксплуатации. Представлены результаты испытаний теплообменников из 288 и 450 пластин. Обнаружена неоднородность распределения теплоносителя по панелям теплообменника, при которой при одинаковых условиях тепловая эффективность аппарата из 450 пластин оказалась ниже эффективности аппарата из 288 пластин. На основе анализа результатов испытаний разработана математическая модель для теплогазодинамического расчета теплообменника с произвольным количеством пластин, которая учитывает неоднородность течения теплоносителей по межпластинным каналам. Расчет предусматривает построение распределения температур по длине каждого канала и учет переменных теплофизических свойств. Для математической модели определена безразмерная зависимость коэффициента сопротивления и числа Нуссельта от числа Рейнольдса в диапазоне от 500 до 2000. Универсальные зависимости позволяют проводить моделирование как в трактах горячего теплоносителя, состоящих из одинаковых межпластинных каналов, так и в трактах холодного теплоносителя, состоящих из таких же цельных и половинных каналов. Зависимости коэффициента сопротивления и числа Нуссельта от числа Рейнольдса хорошо коррелируют с известными зависимостями, полученными для сетчато-поточных теплообменных поверхностей такого же класса. Проведена верификация математической модели с помощью экспериментальных данных. Рассмотрено влияние схемы включения в газовый контур теплообменников с различным количеством пластин. Проанализированы схемы включения, из которых одна рекомендована как наиболее рациональная.

Ключевые слова: теплообменник, коллекторная система, двояковыпуклая штампованная пластина, пластина сетчато-поточного типа с прерывистыми турбулизаторами, критерий Нуссельта, коэффициент гидравлического сопротивления, число Рейнольдса

DOI: 10.56304/S004036362406002X

В настоящее время разрабатывается концепция создания принципиально новых космических аппаратов с ядерными энергетическими установками большой мощности [1, 2]. Среди таких установок предпочтение отдается установкам с термоэмиссионными преобразователями тепловой энергии в электрическую и замкнутым газотурбинным установкам (ГТУ) преобразования энергии по циклу Брайтона [3]. Неотъемлемым элементом такой установки является теплообменник-рекуператор, который предназначен для передачи тепла от рабочего тела, поступающего с выхода турбины (“горячий” тракт низкого

давления), рабочему телу, поступающему в него с выхода компрессора (“холодный” тракт высокого давления). Теплообменники в составе газотурбинного контура являются инновационными разработками в области создания теплообменных аппаратов по комплексу предъявляемых к ним следующих технических и эксплуатационных требований:

большая передаваемая тепловая мощность (около 1 МВт);

жесткие ограничения по потерям давления на прокачку газовых теплоносителей, по массе и габаритам конструкции;

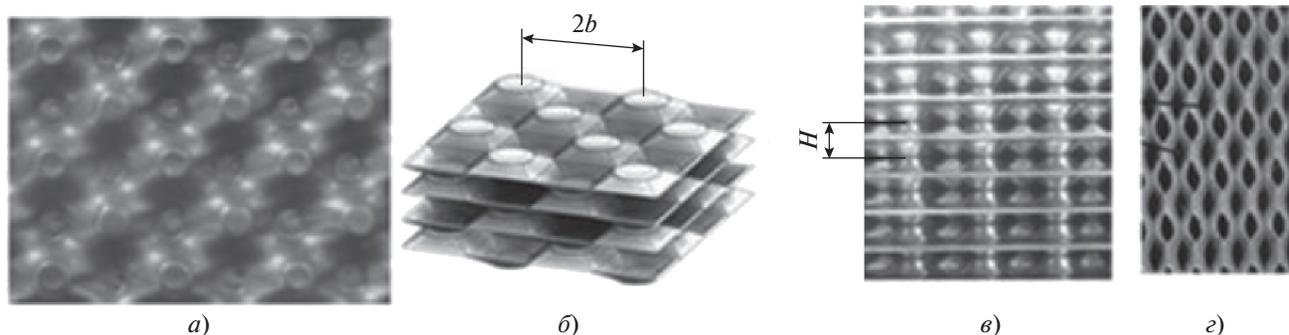


Рис. 1. Теплообменная поверхность с двояковыпуклым рельефом.

a – фотоснимок поверхности (вид сверху); *b* – схема расположения пластин; *в* – фотоснимок каналов (вид сбоку); *г* – срез под углом 45° к направлению течения; *b* – шаг выступа (половина расстояния между соседними выступами пластины вдоль или поперек потока); *H* – высота профиля

высокая температура рабочего тела (более 1200 К);

наличие перепада давления между каналами теплоносителей (около 2.0 МПа);

высокая надежность при работе без технического обслуживания в условиях длительного космического полета.

Для транспортных и космических систем, работающих на чистых газах, предпочтительной считается конструкция пластинчато-ребристых теплообменников [4–7]. Однако высокие температуры и перепады давления между трактами теплоносителей крайне усложняют создание таких теплообменников. Пластинчато-ребристый теплообменник может быть изготовлен пайкой высокотемпературным припоем пластин из жаропрочных сплавов [6]. Высокотемпературная пайка – трудно контролируемая операция. В [6], в частности, показано, что при недостаточно тщательной организации этого технологического процесса возрастает риск разрушения теплообменника во время работы. Несмотря на компактную компоновку, из-за мегаваттного уровня передаваемой мощности при низких потерях давления аппарат имеет довольно большие габариты. Изготовление пластинчато-ребристого теплообменника на заданные параметры является крайне дорогостоящим и трудоемким процессом. Поэтому в ГНЦ “Центр Келдыша” проводился поиск альтернативных вариантов решения задачи. Рассматривались теплообменные поверхности со столбчатым ребрением, теплообменники из миниатюрных деформированных трубок [8].

Наиболее перспективной была признана поверхность, сформированная противоположно направленными усеченными конусами с седловидными перемычками [9] (рис. 1). Проточные тракты теплоносителей образованы пространствами между каждыми двумя пластинами, опирающимися одна на другую вершинами выступов, которые расположены в шахматном порядке относительно

направления потока. На срезе теплообменной матрицы (см. рис. 1, *г*) хорошо видна характерная ячеистая структура полученных каналов.

Предварительные теплогазодинамические испытания небольших макетов теплообменных аппаратов [10] показали, что применение в конструкции матрицы пакета тонких двояковыпуклых штампованных пластин потенциально может обеспечить создание теплообменников ГТУ с требуемыми характеристиками. Такие пластины относятся к сетчато-поточному типу с прерывистыми турбулизаторами [5]. В их каналах направление движения потока жидкости изменяется в двух плоскостях, что позволяет существенно интенсифицировать теплоотдачу. При использовании сетчато-поточных пластин поток жидкости в межпластинном канале можно рассматривать как совокупность сходящихся и расходящихся струй. В таких пластинах турбулизирующие элементы профиля используются одновременно и для создания равномерной сетки взаимных опор между пластинами, что дает возможность значительно повысить жесткость пакета и обеспечить его работоспособность при высоких давлениях.

Действительно, из стальной фольги толщиной $\delta = 0.2$ мм удалось сформировать каналы, длительно выдерживающие требуемый перепад давления при максимальной температуре. В результате специально проведенных механических исследований были выбраны соответствующие параметры рельефа поверхности: $b \approx 3.7\text{--}4.0$ мм, $H \approx 1.6\text{--}1.7$ мм (см. рис. 1).

Отношение площади поверхности пластины после штамповки F_s (*s* от англ. stamping) к ее проекции на плоскость F_0 (коэффициент развития поверхности k_F) можно оценить по формуле

$$k_F = \frac{F_s}{F_0} \approx \left(1 + \frac{\pi}{4}\right) \left(1 + \frac{d_n}{b}\right) \sqrt{\frac{(b - d_n)^2}{b^2} + \frac{h^2}{4b^2}} + \frac{\pi d_n^2}{4b^2}, \quad (1)$$

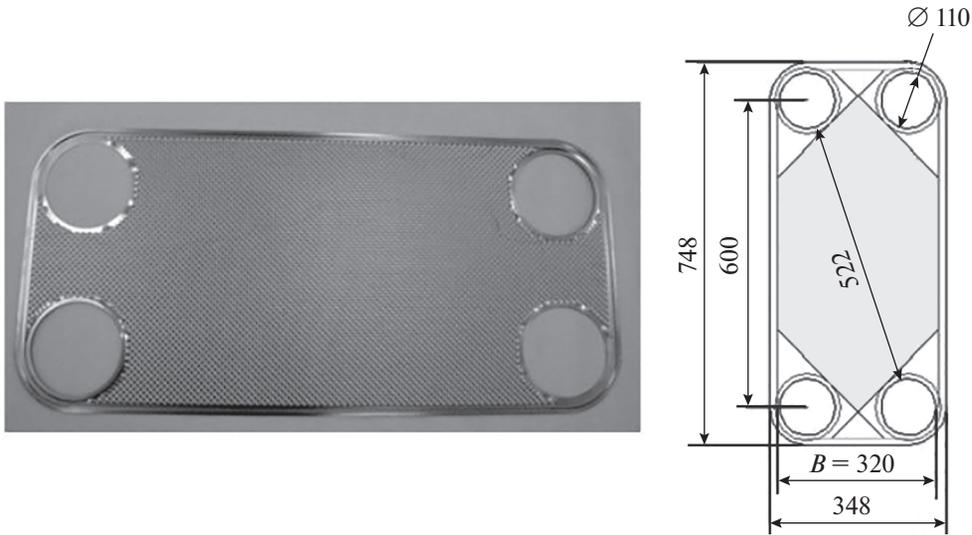


Рис. 2. Прямоугольная пластина теплообменника-рекуператора с двояковыпуклой рифленой поверхностью

где $h = H - \delta$ – максимальная высота проходного сечения канала; $d_{\text{п}} = 1.5$ мм – диаметр пуансона.

Формула (1) получена исходя из того, что каждый выступ относительно срединной плоскости панели поднимается на высоту $H/2$ и имеет форму усеченного конуса, на вершине которого располагается “пяточок” диаметром $d_{\text{п}}$, а в основании – квадрат $b \times b$ (см. рис. 1, б). В выбранном диапазоне параметров рельефа $k_{F_0} = 109\text{--}115\%$. Последнее слагаемое в формуле (1) соответствует площади поверхности “пяточков” – пятен контакта пластин, которая составляет 11–13%. Между полостями теплоносителей существует большой перепад давления, поэтому в рабочих условиях пластины плотно сомкнуты. При этом на “смоченной” теплообменной поверхности образованных каналов пятна контакта отсутствуют.

Изменение площади теплообменной поверхности составляет от –2 до +4%. С учетом приближенного характера (1) для рассматриваемых параметров рельефа можно принять $k_F = 1$, т.е. площадь плоской поверхности заготовки равна площади образованной поверхности теплообмена без пятен контакта. Необходимо отметить, что даже при отсутствии развития поверхности в каналах такой специфической формы происходит турбулизация течения, что обеспечивает интенсификацию теплообмена.

Эквивалентный диаметр каналов d_3 , сформированных в матрице парой штампованных пластин, определяется по их суммарному объему и общей площади “смоченной” поверхности ($d_3 = 2h/k_F \approx 2h$) и может использоваться в качестве пространственного масштаба критериев подобия. Если канал образован штампованной и

плоской пластинами – это крайние каналы секций, на которые разделена теплообменная матрица, его эквивалентный диаметр \tilde{d}_3 определяется как $\tilde{d}_3 = 2h/(k_F + 1) \approx h$.

Для мощных теплообменных аппаратов ГТУ разработана прямоугольная пластина (панель) размером 348×748 мм с отверстиями по углам диаметром (проходным диаметром) 110 мм, которая изображена на рис. 2. Пластины толщиной 0.2 мм изготавливались из ленты сплавов 12X18H10T (масса 345 г) или ХН60ВТ (ВЖ98) (масса 383 г). Геометрические характеристики рельефа поверхности пластины приведены далее:

H , мм.....	1.56
h , мм.....	1.36
b , мм.....	4.0
k_F	1.0
d_3 , мм	2.72
\tilde{d}_3 , мм	1.36

Проходная площадь каналов, сформированных парой штампованных прямоугольных пластин, должна быть равна hB , где B – ширина штампованной области пластины. Однако пластина, изображенная на рис. 2, имеет входные/выходные участки вблизи отверстий. Газ, попадая из коллекторного отверстия, растекается под углом примерно 45° вследствие шахматного расположения выступов по пластине на максимальную ширину штампованной области B , а затем вновь собирается в отводящем отверстии. Эффективная ширина пластины составляла $B_3 = (B + D)/2 = 215$ мм, где D – диаметр отвер-

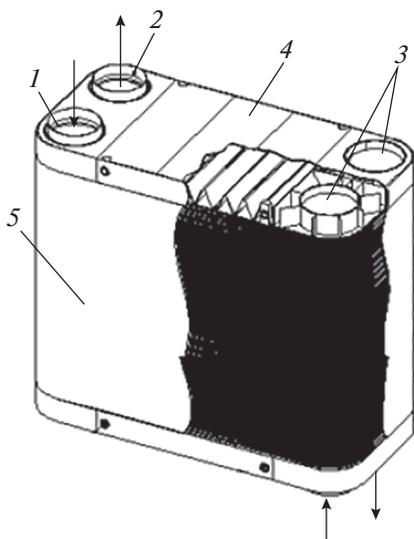


Рис. 3. Теплообменник-рекуператор бескорпусной моноблочной конструкции.

1, 2 – патрубки подвода и отвода теплоносителя; 3 – заглушка; 4 – трехслойная плита; 5 – стяжка

стия. При вычислении расходной скорости условную проходную площадь каналов между парой штампованных пластин s принимали равной $s = hB_s = 2.924 \times 10^{-4} \text{ м}^2$.

Эффективная площадь теплопередающей поверхности между горячим и холодным теплоносителями F_s составляла 0.146 м^2 . В теплообменнике из N пластин суммарная эффективная площадь поверхности теплообмена равнялась NF_s .

Для вычисления коэффициента сопротивления длину пути теплоносителя принимали как кратчайшее расстояние между отверстиями $L = 0.522 \text{ м}$ (см. рис. 2).

Пластины соединяли одну с другой контурным швом лазерной сваркой в секции, а секции – в теплообменную матрицу. На рис. 3 показан схематичный вид теплообменного аппарата бескорпусной моноблочной конструкции. Подвод и отвод теплоносителей осуществляется через патрубки, приваренные к крайним секциям теплообменного пакета. На каждой крайней секции один патрубок использовался для подвода теплоносителя, один для отвода, остальные два заглушены. Такую схему включения теплообменника в газовый контур называют встречной противоточной Z-схемой. Входы и выходы теплоносителя расположены с разных сторон (на разных плитах), причем вход “холодного” теплоносителя находится рядом с выходом “горячего”.

Первоначально конструкция теплообменника предполагалась в виде одного блока с большим количеством пластин – от 450 до 750. Массогабаритные преимущества моноблочной конструкции

очевидны, однако при этом должно выполняться условие – обеспечение равномерного распределения теплоносителя по всем панелям теплообменника, в коллекторах которого расположены отверстия диаметром 110 мм. Еще в ходе предварительных испытаний [10] отмечалось, что неравномерность, которая существенно зависит от схемы включения теплообменника в газовый контур, может приводить к частичному исключению из работы отдельных секций теплообменной матрицы, и для решения данных вопросов требуются специальные исследования.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ С БОЛЬШИМ КОЛИЧЕСТВОМ ПЛАСТИН

Испытания проводились на теплообменниках из 450 и 288 панелей, эффективная площадь теплообменной поверхности которых составляла 65.69 и 42.04 м^2 соответственно. В качестве теплоносителя (рабочего тела) использовали воздух при температуре от -39 до 350°C , абсолютном давлении до 1.5 МПа и массовом расходе до 0.9 кг/с .

В ходе испытаний сжатый воздух подавался в холодный тракт теплообменника, затем в нагреватель с дизельной горелкой мощностью до 800 кВт , далее поступал в горячий тракт и выходил из теплообменника через систему сброса.

На рис. 4 приведены основные измеряемые параметры теплообменников из 450 и 288 панелей в зависимости от продолжительности эксперимента. Среднеквадратическая погрешность цепи измерения температуры (первичный + вторичный преобразователи) составляла не более 3.5° , погрешность при измерении перепада давления была равна $\pm 100 \text{ Па}$, при измерении расхода – не более 1% . Испытания проводились в квазистационарном режиме при плавном изменении расхода и других параметров. Дополнительно выполненные нестационарные расчеты теплообменника показали незначительный вклад динамики изменения температур металла в дисбаланс тепловых потоков теплопередающих сред. На рис. 4 по оси абсцисс отложены отрезки времени (жирными линиями), на которых проводили усреднение параметров для получения контрольных точек. Они использовались для верификации математической модели, а усредненные для них параметры считались параметрами стационарного режима.

При обработке результатов испытаний для определения изобарической теплоемкости, динамической вязкости и теплопроводности воздуха применялись зависимости от температуры на основе данных [7, 11].

Принималось, что плотность воздуха зависит от температуры и абсолютного входного давления p .

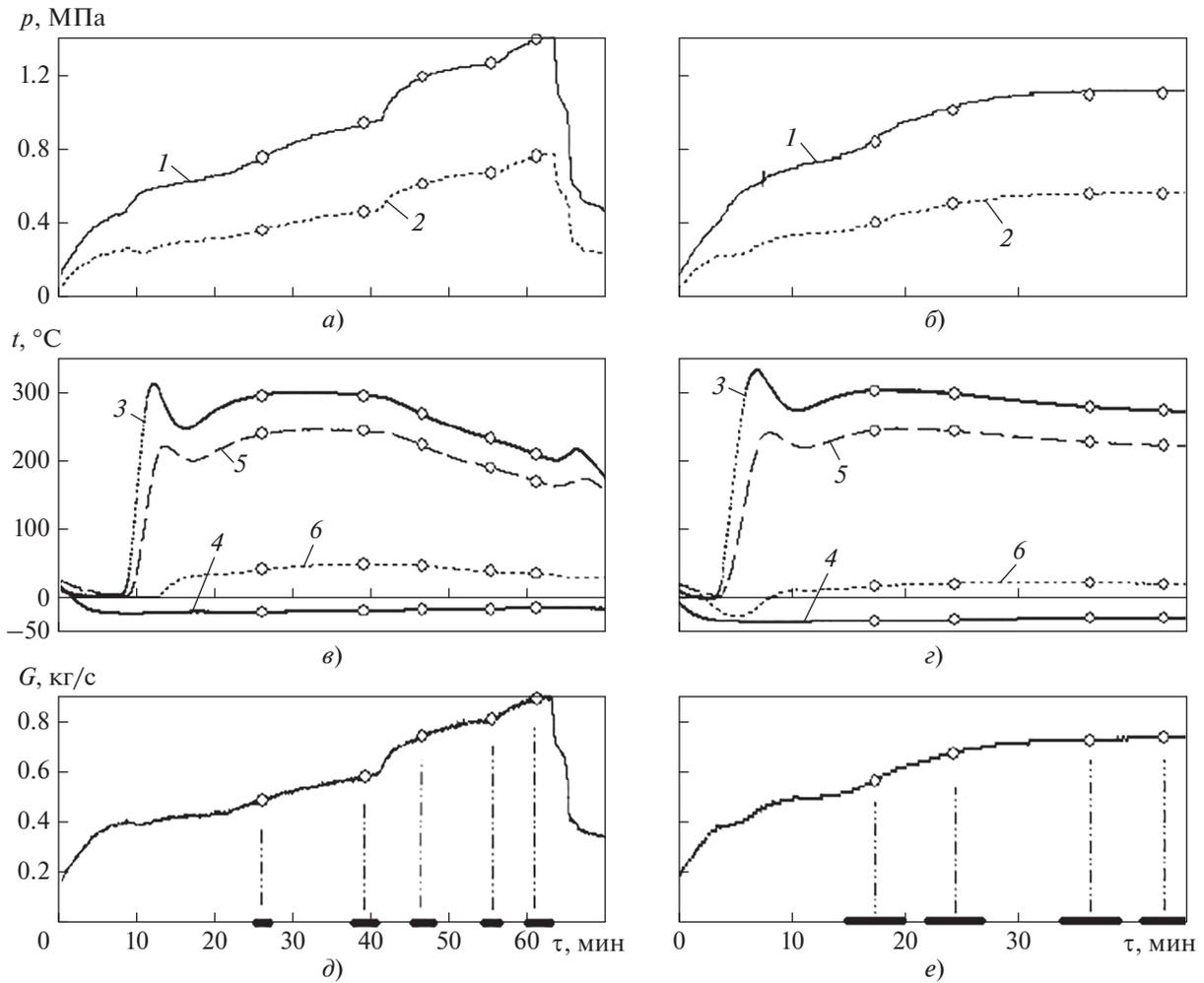


Рис. 4. Зависимость избыточного давления p (а, б), температуры t (в, г) и массового расхода теплоносителя G (д, е) от времени τ в течение экспериментов на теплообменнике из 450 (а, в, д) и 288 (б, г, е) пластин. 1, 2 – избыточное давление на входе холодного и горячего теплоносителя; 3, 4 – температура на входе горячего и холодного теплоносителя; 5, 6 – температура на выходе холодного и горячего теплоносителя; маркерами отмечены контрольные точки

Этот подход оправдан, если потери давления существенно ниже абсолютного давления, а скорости значительно ниже звуковых.

Потери полного давления Δp являются функциональным параметром, ограничения по которому содержатся в техническом задании на изготовление теплообменника. Они вычисляются по формуле

$$\Delta p = \left(p_{\text{вх_стат}} + \frac{\rho_{\text{вх}} V_{\text{вх}}^2}{2} \right) - \left(p_{\text{вых_стат}} + \frac{\rho_{\text{вых}} V_{\text{вых}}^2}{2} \right), \quad (2)$$

где $p_{\text{вх_стат}}$, $p_{\text{вых_стат}}$ – статическое давление на входе в теплообменник и выходе из него; $\rho_{\text{вх}}$, $\rho_{\text{вых}}$ – плотность воздуха в подводящей и отводящей трубе; $V_{\text{вх}}$, $V_{\text{вых}}$ – скорость воздуха в подводящей и отводящей трубе внутренним диаметром 100 мм,

на которой установлены датчики измерения давления.

Вследствие охлаждения горячего теплоносителя его входная скорость больше, чем выходная, поэтому потери его полного давления на 13–26% выше, чем перепад статического давления. Для холодного теплоносителя потери полного давления на 8–15% меньше, чем перепад статического давления.

Потери давления холодного теплоносителя оказались довольно большими, сопоставимыми с потерями горячего теплоносителя, несмотря на то, что плотность холодного примерно вдвое выше, а скорость вдвое ниже. Это объясняется группированием пластин в секции по 6 шт. таким образом, что в секции образуются три цельных канала горячих, два цельных канала и две

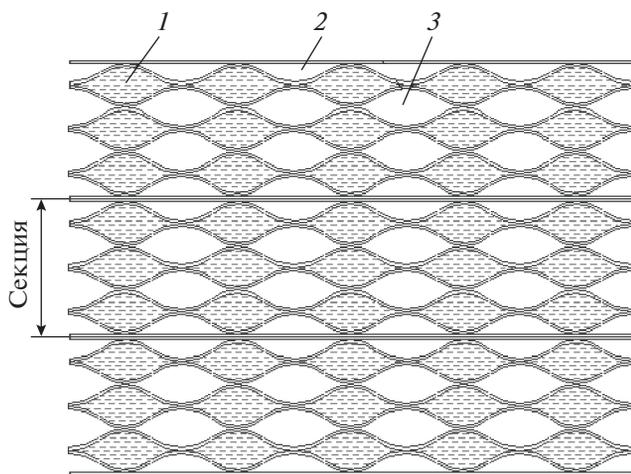


Рис. 5. Схема компоновки панелей в секции. 1 — канал горячего теплоносителя; 2, 3 — половинный и целый каналы холодного теплоносителя

“половинки” — холодных (рис. 5). Такая компоновка была принята в соответствии с технологическими соображениями. Имелось стремление собирать секции из как можно большего количества пластин. На том этапе удавалось гарантированно компоновать секции из шести пластин. Такой экспериментальный теплообменник серийно изготавливаться не будет. Наличие половинных каналов по холодному теплоносителю значительно усложняет интерпретацию экспериментальных результатов и построение математической модели.

Потери давления в тракте горячего теплоносителя, состоящего из одинаковых цельных каналов, количество которых составляет $N/2$, в виде безразмерного коэффициента сопротивле-

ния $\xi(\text{Re})$ можно вычислить с помощью стандартной формулы

$$\Delta p = \xi \frac{\rho u^2 L}{2 d_3}, \quad (3)$$

где ρ — средняя плотность теплоносителя; $u = G/(\rho S)$ — среднерасходная скорость в межпластинном канале; G — расход теплоносителя;

$$S = hB_3N/2$$

— общая проходная площадь.

На рис. 6 представлена зависимость коэффициента сопротивления ξ , рассчитанного по формуле (3), от числа Рейнольдса Re . По точкам для теплообменников из 450 и 288 панелей проведены степенные линии тренда. Они не совпадают между собой, наблюдается некоторый скачок коэффициента сопротивления при переходе к большему числу панелей. Это указывает на то, что потери давления зависят не только от количества пластин, но еще и от “местного” сопротивления, которое, в частности, связано с изменением проходного диаметра от 100 до 110 мм.

Потери давления в теплообменнике с произвольным количеством пластин можно рассчитать по формуле

$$\Delta p = \xi_0 \frac{\rho u^2 L}{2 d_E} + A \frac{\rho_{\text{ВХ}} V_{\text{ВХ}}^2}{2} + B \frac{\rho_{\text{ВЫХ}} V_{\text{ВЫХ}}^2}{2}, \quad (4)$$

где ξ_0 — коэффициент сопротивления непосредственно каналов теплообменной матрицы.

Первое слагаемое в формуле (4) выражает потери давления в каналах теплообменной матрицы, образованных пластинами, и зависит от их количества. Остальные потери зависят не от количества пластин, а от скорости во входном и вы-

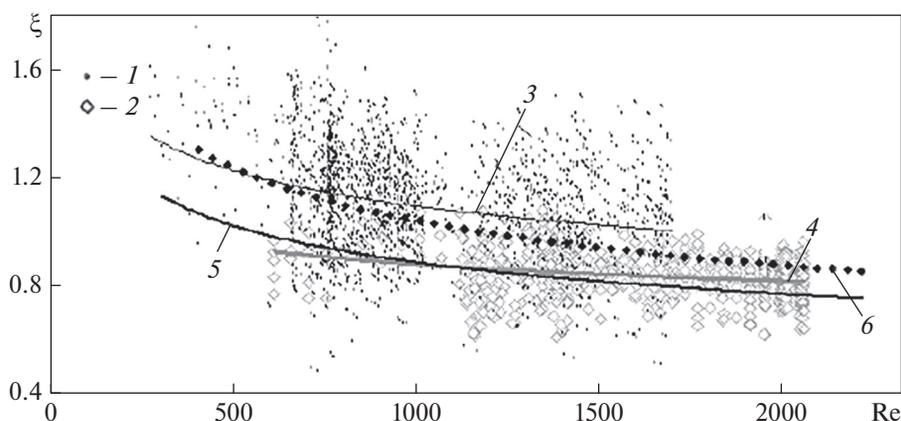


Рис. 6. Зависимость коэффициента сопротивления ξ от числа Рейнольдса Re в тракте горячего теплоносителя. 1, 2 — теплообменник из 450 и 288 панелей; 3, 4 — степенная линия тренда для теплообменника из 450 и 288 панелей; 5 — каналы теплообменной матрицы без учета “местных” коллекторных сопротивлений; 6 — данные приблизительных расчетов по формуле (8), рекомендованной в [5]

ходном коллекторах диаметром 110 мм. Путем обобщения серии из нескольких испытаний, включая испытания без нагрева, были определены $A = 0.25$, $B = 1.2$. Приведенные значения A и B , в первую очередь, являются функцией отношения площадей проходных сечений соответственно раздающего и собирающего коллекторов и подводящих к ним трубопроводов (меньшее к большему) и справедливы лишь при конкретных диаметрах этих трубопроводов и выдерживании соответствующей длины их прямых участков перед теплообменником-рекуператором.

Для параметра ξ_0 принята следующая зависимость:

$$\xi_0 = \frac{3.7}{\text{Re}^{0.208}}, \quad (5)$$

где Re – число Рейнольдса.

Функцию $\xi_0(\text{Re})$ можно сравнить со следующей зависимостью, рекомендованной в [5] для приблизительных расчетов сетчато-поточных пластин с полусферическими выступами в конструкциях “Суперлейт” и “Хисака” при турбулентном режиме течения при $\text{Re} = 300\text{--}25000$:

$$\xi = \frac{5.8}{\text{Re}^{0.25}}. \quad (6)$$

На рис. 6 эта зависимость изображена линией б. В рассмотренном диапазоне $\text{Re} = 500\text{--}2000$ значение ξ_0 оказывается меньше на 14–21%, чем прогнозируется по зависимости (6).

Переданную тепловую мощность теплообменника вычисляли по выражению

$$Q = (Q_{\Gamma} + Q_{\chi})/2, \quad (7)$$

где

$$Q_{\chi} = Gc_{p\chi}(t_{\chi_ВЫХ} - t_{\chi_ВХ})$$

– мощность, принятая холодным теплоносителем;

$$Q_{\Gamma} = Gc_{p\Gamma}(t_{\Gamma_ВХ} - t_{\Gamma_ВЫХ})$$

– мощность, отданная горячим теплоносителем; $c_{p\chi}$, $c_{p\Gamma}$ – изобарная теплоемкость холодного и горячего теплоносителя; $t_{\chi_ВХ}$, $t_{\chi_ВЫХ}$ – температура холодного теплоносителя на входе в теплообменник и выходе из него; $t_{\Gamma_ВХ}$, $t_{\Gamma_ВЫХ}$ – температура горячего теплоносителя на входе в теплообменник и выходе из него.

При испытаниях теплообменники были теплоизолированы, потери тепловой мощности в окружающую среду составляли не более 1 кВт. По энергетическому дисбалансу можно оценить погрешность определения тепловой мощности. Она вызвана неточностью измерения температуры, а также тем, что испытания проводились в квазистационарных режимах – при переменных, “плавающих” значениях расхода и температур. При

усреднении значений Q_{χ} и Q_{Γ} относительная погрешность передаваемой тепловой мощности не превышала $\pm 2\%$ (максимально возможное расхождение), среднее расхождение составляло $\pm 0.5\%$.

Тепловую эффективность (степень рекуперации) теплообменника η рассчитывали по формуле

$$\eta = Q / [Gc_{p\chi}(t_{\Gamma_ВХ} - t_{\chi_ВХ})], \quad (8)$$

где

$$Gc_{p\chi}(t_{\Gamma_ВХ} - t_{\chi_ВХ})$$

– теоретически возможная максимальная тепловая мощность (при бесконечно большом коэффициенте теплопередачи), для ее расчета использовалась средняя теплоемкость холодного теплоносителя, поскольку $c_{p\chi} < c_{p\Gamma}$.

Зависимости переданной тепловой мощности теплообменника и тепловой эффективности от времени представлены на рис. 7. На графиках видно, что при установившихся максимальных расходах тепловая эффективность теплообменников составляет: 450-панельного 0.80–0.81, а 288-панельного 0.83–0.84. Несмотря на то что площадь теплообменной поверхности 450-панельного теплообменника больше примерно в 1.5 раза площади 288-панельного теплообменника, его тепловая эффективность оказалась меньше. Это может быть следствием неравномерности распределения теплоносителей по панелям аппаратов. Предположение о неравномерности течения подтверждалось тепловизионными наблюдениями. Ближняя ко входу холодного теплоносителя половина теплообменника была горячее, чем половина, наиболее близкая ко входу горячего теплоносителя.

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

При построении математической модели рассматривали стационарный режим работы теплообменника, при котором следует рассчитать распределение расходов горячего и холодного теплоносителей в каждом канале, образованном парой пластин, и теплообмен с учетом неоднородного распределения расходов.

Главный алгоритм вычислительной программы работает по итерационной схеме. Сначала рассчитываются расходы теплоносителя в каждом канале горячего и холодного трактов по отдельности. При этом средние температуры в каналах и распределение температуры в выходном коллекторе считаются известными (например, сначала задается входная температура). Затем с учетом распределения расходов по каналам определяется теплообмен, вычисляются средние и выходные температуры, после чего расчеты повторяются. По окончании нескольких итераций (3),

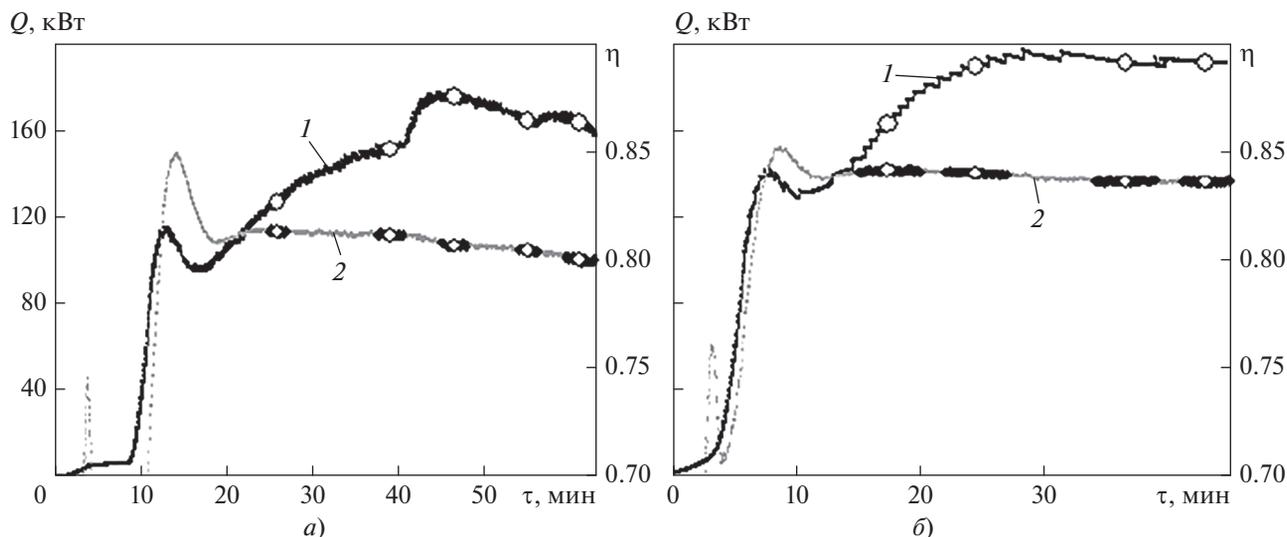


Рис. 7. Переданная тепловая мощность (1) и тепловая эффективность (2) теплообменников из 450 (а) и 288 панелей (б); маркерами обозначены контрольные точки

(4) распределение расходов и температур перестает изменяться и решение устанавливается.

В общем случае гидродинамика коллекторных систем довольно сложна [12]. Однако применение простых моделей может оказаться вполне плодотворным. Коллекторная система пластинчатого теплообменника с большим количеством узких щелевых отводов более похожа не на систему тройников, а на перфорированные проницаемые каналы. Следуя работе [13], можно предположить, что в щелевые отводы теплоноситель поступает под прямым углом, вследствие чего полностью исчезает продольная составляющая скорости. Тогда из закона сохранения количества движения в проекции на ось коллектора следует, что статическое давление в коллекторе повышается на Δp_+ :

$$\Delta p_+ = \rho_1 V_1^2 - \rho_2 V_2^2, \quad (9)$$

где ρ_1, ρ_2 – плотность теплоносителя до входа в коллектор и после выхода из него; V_1, V_2 – скорость теплоносителя до входа в коллектор и после выхода из него.

Когда в собирающий коллектор приходит часть жидкости, статическое давление в нем понижается на Δp_- :

$$\Delta p_- = \rho_2' U_2^2 - \rho_1' U_1^2, \quad (10)$$

где $\rho_1', U_1, \rho_2', U_2$ – плотность и скорость потока в коллекторе до слияния потоков и после него.

Выражения (9) и (10), по сути, полностью согласуются с одномерным дифференциальным уравнением движения с изменяющимся массо-

вым расходом в канале с проницаемыми стенками [14–16].

На элементарном участке коллекторного канала учитываются потери давления на трение. Для упрощения предполагается, что эти потери определяются точно так же, как потери давления при течении в обычной трубе. Это предположение не приведет к большой ошибке, если сопротивление теплообменных каналов значительно выше сопротивления в коллекторе.

Зависимость перепада статического давления Δp_{stat_i} между соответствующими участками входного и выходного коллекторов от расхода в i -м межпластинчатом теплообменном канале можно определить по соотношению

$$\Delta p_{stat_i} = \xi_0 (Re_i) \frac{\rho_i u_i^2 L}{2 d_E}, \quad (11)$$

где $\xi_0 (Re_i)$ – коэффициент сопротивления канала; ρ_i, u_i – плотность и скорость теплоносителя в i -м теплообменном канале.

Расчет течения в тракте холодного теплоносителя отличается тем, что этот тракт состоит из $N/3$ цельных каналов и $N/3$ половинных каналов. Коэффициент сопротивления цельных и половинных каналов холодного теплоносителя рассчитывается аналогично каналам горячего теплоносителя по формуле (7). Площадь половинных каналов вдвое меньше проходной площади, и через эти каналы проходит 23–24% теплоносителя.

Разработанная методика расчета оказалась удовлетворительно применимой не только для каналов с проницаемыми стенками, но и для кол-

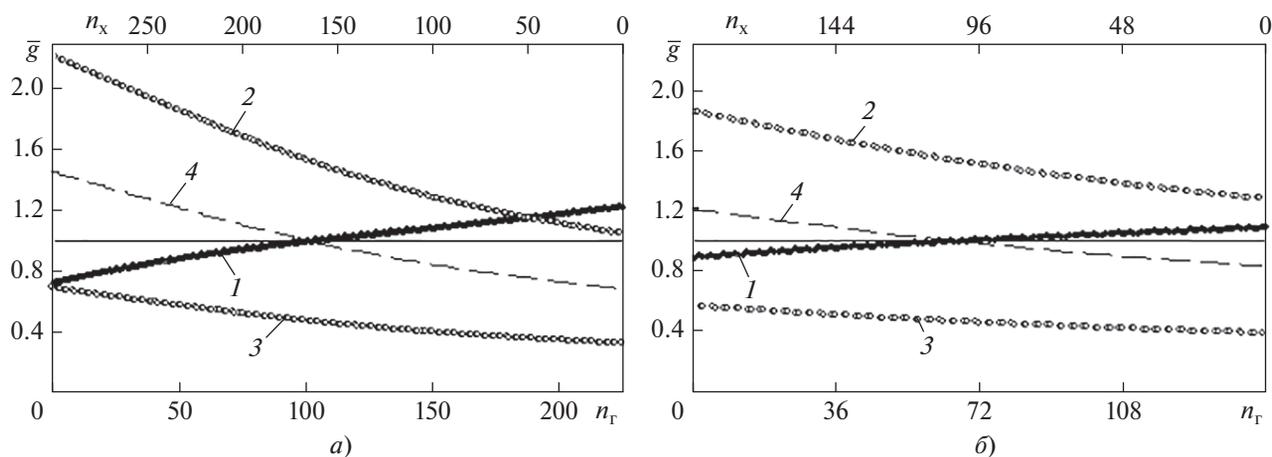


Рис. 8. Зависимость относительного расхода теплоносителя \bar{g} по каналам теплообменника из 450 (а) и 288 (б) панелей. n_x, n_T – номер холодного и горячего канала; 1 – каналы горячего тракта; 2 – цельные каналы холодного тракта; 3 – половинные каналы холодного тракта; 4 – каналы холодного тракта (расход, усредненный по секциям)

латорной системы из тройников. Методика была успешно апробирована на экспериментальных данных работы [12], в которой рассмотрена опытная коллекторная система в виде “лестницы” из круглых трубок диаметром 10 мм с 34 соединительными элементами, расположенными с шагом 20 мм, через которую прокачивался воздух.

Недостатком газодинамического расчета можно считать пренебрежение эжектирующим эффектом, который препятствует оттоку потока теплоносителя в канал из входного коллектора и стимулирует его выход в выходной коллектор.

На рис. 8 показано распределение относительного расхода теплоносителя в теплообменниках из 450 и 288 панелей. Параметры заданного режима соответствуют параметрам в контрольной точке для 450-панельного теплообменника при максимальном расходе. Относительный расход горячего теплоносителя вблизи входа примерно на 29% в 450-панельном теплообменнике и на 11% в 288-панельном теплообменнике меньше среднего, а вблизи выхода примерно на 22 и 9% выше среднего в теплообменнике из 450 и 288 панелей соответственно. Усредненный по секциям расход холодного теплоносителя в этих теплообменниках на 45 и 21% выше вблизи выхода и на 31 и 16% ниже, чем у входа. Своеобразный “крест” относительных расходов горячего и холодного теплоносителей (линии 1, 4 на рис. 8) отражает ухудшение тепловой эффективности с ростом числа панелей.

Потери полного давления вычисляются по выражению

$$\Delta p = p_{\text{вх}} + A \frac{\rho_1 V_1^2}{2} + B \frac{\rho_2 V_2^2}{2}. \quad (12)$$

Моделирование теплообмена с использованием стандартных приемов по усредненным пара-

метрам крайне затруднено наличием цельных и половинных каналов холодного тракта, количество которых отличается от количества каналов горячего тракта. Поэтому был разработан специальный алгоритм расчета, в котором используются “распределенные” параметры вдоль каналов. Каналы теплоносителей и пластины разбиваются по длине на m участков ($m = 100$).

На первой итерации можно задать распределенные температуры теплоносителей равные входным, а температуры пластин – как среднее значение. Сначала температура пластин считается неизменной, вычисляется новое распределение температур в каналах теплоносителей по отдельности. Расчет температур холодного теплоносителя проводится слева направо, а горячего – справа налево, крайние (входные) температуры известны.

Затем определяются новые распределения температуры по пластинам. Порядок расчета температуры первой пластины $t_{\text{п1}}$ представлен следующим выражением:

$$t_{\text{п1},j}^{k+1} = \frac{\alpha_{\text{x1},j}^{k+1}}{\alpha_{\text{x1},j}^{k+1} + \alpha_{\text{r1},j}^{k+1}} t_{\text{x1},j}^{k+1} + \frac{\alpha_{\text{r1},j}^{k+1}}{\alpha_{\text{x1},j}^{k+1} + \alpha_{\text{r1},j}^{k+1}} t_{\text{r1},j}^{k+1}, \quad (13)$$

где j варьируется от 1 до m ; k – номер предыдущего временного шага; $k + 1$ – номер следующего временного шага; $\alpha_{\text{x1}}, \alpha_{\text{r1}}$ – коэффициенты теплоотдачи к первой пластине со стороны первого холодного и первого горячего газового канала.

Сходимость решения контролируется по условию равенства отданной и принятой тепловой мощности с погрешностью до ± 10 Вт. Далее следует переход к следующей итерации.

В предлагаемом алгоритме теплового расчета не учитывается термическое сопротивление ме-

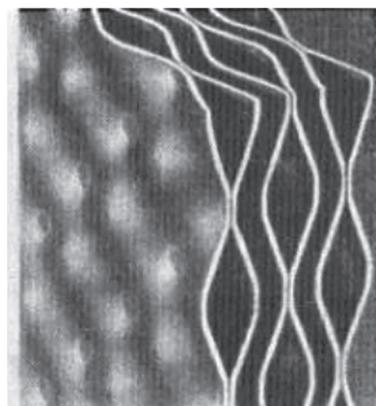
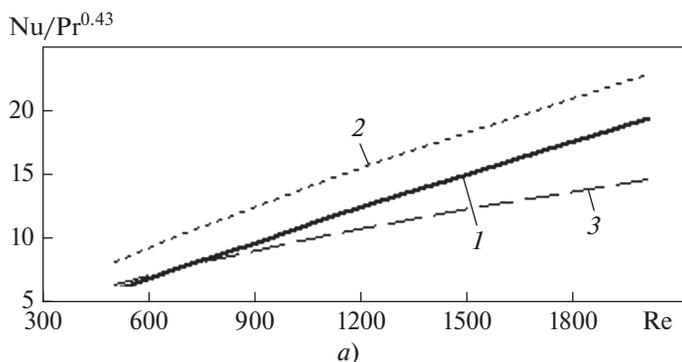


Рис. 9. Зависимость $Nu/Pr^{0.43}$ от Re (а) и вид поверхности с усеченно-коническими выступами “Розенблад-С” (б). 1 – зависимость (17); 2 – данные приблизительных расчетов пластин с полусферическими выступами “Суперлейт” и “Хисака” при $Re = 300–25000$; 3 – пластины с турбулизаторами в виде усеченно-конических выступов “Розенблад-В” и “Розенблад-С” при $Re = 300–10000$

талла пластин. Им можно пренебречь с высокой точностью, поскольку термическое сопротивление пластин

$$\frac{\lambda_m}{\delta} \approx \frac{20}{0.2 \times 10^{-3}} = 100 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \gg \alpha,$$

где $\lambda_m \approx 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – теплопроводность металла; $\alpha \approx 100–200 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплоотдачи.

Также не учитывается распространение тепла вдоль пластины теплопроводностью, поскольку при этом тепловой поток $Q_\lambda \approx N\delta V \lambda_m \frac{\Delta T}{L}$ составлял менее 1% в проведенных испытаниях.

Локальный коэффициент теплоотдачи, который фигурирует в выражении (13), вычисляли по формуле

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d_s}, \quad (14)$$

где Nu – число Нуссельта; эквивалентный диаметр d_s цельного канала составлял 2.72 мм, половинного – 1.36 мм.

Соотношение $Nu(Re)$ для половинных и цельных каналов холодного теплоносителя и для каналов горячего теплоносителя принимали в виде

$$\frac{Nu}{Pr^{0.43}} = 0.0265 Re^{0.87}, \quad (15)$$

где Pr – число Прандтля.

В критериях подобия для половинных каналов принят вдвое меньший пространственный масштаб. Применение (15) для цельных и половинных каналов обеспечивает приемлемое согласование результатов расчета и эксперимента.

Соотношение (15) можно сравнить со следующими зависимостями:

$$\frac{Nu}{Pr^{0.43}} = 0.076 Re^{0.75} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0.25} \approx 0.076 Re^{0.75}; \quad (16)$$

$$\frac{Nu}{Pr^{0.43}} = 0.152 Re^{0.6} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0.25} \approx 0.152 Re^{0.6}, \quad (17)$$

где $Pr_{ст}$ – число Прандтля для стенки канала.

Для газового теплоносителя в условиях работы теплообменника-рекуператора с удовлетворительной точностью можно считать $Pr/Pr_{ст} \approx 1$.

Зависимость (16) рекомендована в [5] для приблизительных расчетов сетчато-поточных пластин с полусферическими выступами “Суперлейт” и “Хисака” при турбулентном режиме течения при $Re = 300–25000$ (линия 2 на рис. 9). Она прогнозирует примерно на 25% более интенсивный теплообмен при $Re = 500–2000$ по сравнению с зависимостью (15). Для этих поверхностей коэффициент сопротивления выше примерно на 17%. Также коррелирует с принятой зависимостью (15) зависимость (17) – линия 3 на рис. 9. Она была получена 3. Октабецом [5] для пластин с турбулизаторами в виде усеченно-конических выступов (см. рис. 9, б) в сварных пластинчатых теплообменниках моделей “Розенблад-В” и “Розенблад-С” при $Re = 300–10000$.

Необходимо отметить, что зависимость (15) нуждается в дальнейшей экспериментальной проверке при испытаниях с большим расходом, в первую очередь для уточнения показателя степени при числе Re . В диапазоне Re от 500 до 2000 значения зависимости (15) находятся между значениями, полученными по зависимостям (16) и (17).

Соотношение $\text{Pr}^{0.43}$ было введено по аналогии с (16), (17) где

$$C = \frac{G_1 c_{p1} t_1 + G_2 c_{p2} t_2}{G_1 + G_2}. \quad (19)$$

В целом, можно заключить, что принятые зависимости $\xi(\text{Re})$ и $\text{Nu}(\text{Re})$ вполне согласуются с теплогазодинамическими зависимостями для поверхностей аналогичного класса.

Еще одной задачей теплового расчета является определение распределения температур в выходных коллекторах. Если поток с массовым расходом G_1 , температурой t_1 и теплоемкостью c_{p1} сливается со вторым потоком с параметрами G_2 , t_2 , c_{p2} , то для выходящего потока можно записать закон сохранения энергии:

$$(G_1 + G_2)c_{p3}t_3 = G_1c_{p1}t_1 + G_2c_{p2}t_2. \quad (18)$$

Была принята линейная зависимость теплоемкости воздуха от температуры (3) вида $c_p = at + b$. Тогда температуру потока после слияния можно вычислить по выражению

$$t_3 = \frac{\sqrt{b^2 + 4aC} - b}{2a},$$

ВЕРИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Из экспериментальных данных сделана выборка из пяти контрольных точек для 450-панельного теплообменника и четырех контрольных точек для 288-панельного теплообменника (см. рис. 4). В табл. 1, 2 представлены результаты верификации математической модели по контрольным точкам испытаний.

Как следует из табл. 1, 2, математическая модель позволяет довольно точно определять потери полного давления. Максимальная погрешность по потерям давления не превышает $\pm 5\%$. Тепловая эффективность для 288-панельного аппарата завышена максимально на 0.6%, а для 450-панельного аппарата занижена максимально на 0.7%. Тем не менее, результаты по тепловой эффективности качественно и количественно

Таблица 1. Верификация математической модели по контрольным точкам испытаний 450-панельного теплообменника

Параметр	Номер режима				
	1	2	3	4	5
Экспериментальные данные					
p_Γ , МПа	0.458	0.563	0.716	0.775	0.853
p_x , МПа	0.850	1.033	1.287	1.369	1.490
G , кг/с	0.482	0.578	0.738	0.803	0.886
$t_{\Gamma_вх}$, °C	293.8	293.8	267.9	230.9	208.6
$t_{x_вх}$, °C	-22.3	-19.6	-19.0	-17.5	-16.0
$t_{\Gamma_вых}$, °C	40.6	47.9	46.4	38.1	34.5
$t_{x_вых}$, °C	237.6	242.3	221.6	188.5	168.8
Q , кВт	127.2	151.2	175.4	164.6	163.3
η , %	0.813	0.812	0.807	0.804	0.800
Δp_Γ , кПа	1.43	1.85	2.20	2.29	2.36
Δp_x , кПа	1.19	1.40	1.68	1.78	1.95
Данные расчета					
$t_{\Gamma_вых}$, °C	37.4	41.2	39.0	33.6	31.1
$t_{x_вых}$, °C	235.4	234.2	211.0	180.6	162.2
Q , кВт	127.4	150.8	174.2	163.1	161.8
η , %	0.815	0.810	0.801	0.797	0.793
Δp_Γ , кПа	1.53	1.75	2.12	2.22	2.37
Δp_x , кПа	1.020	1.39	1.69	1.76	1.87

Примечание. p_Γ , p_x – давление горячего и холодного теплоносителей; Δp_Γ , Δp_x – потери полного давления горячего и холодного теплоносителей.

Таблица 2. Верификация математической модели по контрольным точкам испытаний 288-панельного теплообменника

Параметр	Номер режима			
	1	2	3	4
	Экспериментальные данные			
$p_{Г}$, МПа	0.504	0.600	0.653	0.659
$p_{Х}$, МПа	0.950	1.123	1.205	1.209
G , кг/с	0.558	0.663	0.718	0.732
$t_{Г_ВХ}$, °С	300.1	295.8	277.5	272.1
$t_{Х_ВХ}$, °С	-35.9	-34.5	-32.0	-31.8
$t_{Г_ВЫХ}$, °С	14.8	18.8	19.7	18.7
$t_{Х_ВЫХ}$, °С	242.6	242.0	226.5	221.6
Q , кВт	162.0	188.6	190.6	190.6
η , %	0.841	0.839	0.836	0.835
$\Delta p_{Г}$, кПа	3.49	4.10	4.29	4.29
$\Delta p_{Х}$, кПа	2.78	2.86	3.03	3.04
	Данные расчета			
$t_{Г_ВЫХ}$, °С	16.6	18.2	18.0	17.4
$t_{Х_ВЫХ}$, °С	248.6	244.1	228.4	223.8
Q , кВт	163.1	189.8	192.0	192.1
η , %	0.847	0.843	0.841	0.841
$\Delta p_{Г}$, кПа	3.49	4.00	4.17	4.25
$\Delta p_{Х}$, кПа	2.51	2.89	3.05	3.12

вполне соответствуют экспериментальным данным: эффективность 450-панельного аппарата ниже эффективности 288-панельного аппарата. Можно считать, что для теплообменников с количеством панелей от 288 до 450 погрешность по тепловой эффективности составляет примерно $\pm 0.5\%$.

ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ В ГАЗОВЫЙ КОНТУР ТЕПЛООБМЕННИКА С РАЗЛИЧНЫМ КОЛИЧЕСТВОМ ПЛАСТИН

Исследование схемы включения в газовый контур теплообменника с количеством пластин от 120 до 600 выполняли при работе в режиме с максимально достигнутым расходом воздуха (см. табл. 1, режим 5). Рассматривали “встречную” Z-схему, показанную на рис. 3 (рис. 10, а), “противоположную” Z-схему (рис. 10, б), схему с двусторонней подачей и отводом теплоносителей (рис. 10, в). При “встречной” П-схеме все отводы и подводы теплоносителя расположены на одной плите. “Противоположная” Z-схема отличается от “встречной” тем, что входы и выходы теплоносителей находятся не рядом, а на противоположных плитах.

На рис. 11 показано, как изменяется тепловая эффективность в зависимости от количества пластин. При числе пластин более 120 тепловая эффективность сначала возрастает, достигает максимума, затем начинает убывать. Однако характер зависимости для первой и остальных рассмотренных схем качественно различается. В первом случае максимум тепловой эффективности достигается при $N = 210$ ($\eta = 0.841$), затем с увеличением N она быстро снижается. Во втором и третьем случаях максимум крайне пологий ($\eta = 0.852$ при $N = 420$ и $\eta = 0.856$ при $N = 510$). В четвертом случае максимум не достигается, с увеличением N эффективность только растет и $\eta = 0.862$ при $N = 600$. По тепловой эффективности первая схема самая неудачная.

На рис. 12 представлено распределение относительных расходов теплоносителя по каналам 450-панельного теплообменника, работающего по П-схеме (а) и “противоположной” Z-схеме включения (б). Данные, приведенные на рис. 12, следует сравнить с рис. 8, а. Распределение расходов при П-схеме гораздо более равномерное, чем при Z-схеме, однако по-прежнему наблюдается своеобразный “крест” расходов (линии 1, 4). При подаче газа по “противоположной” Z-схеме не-

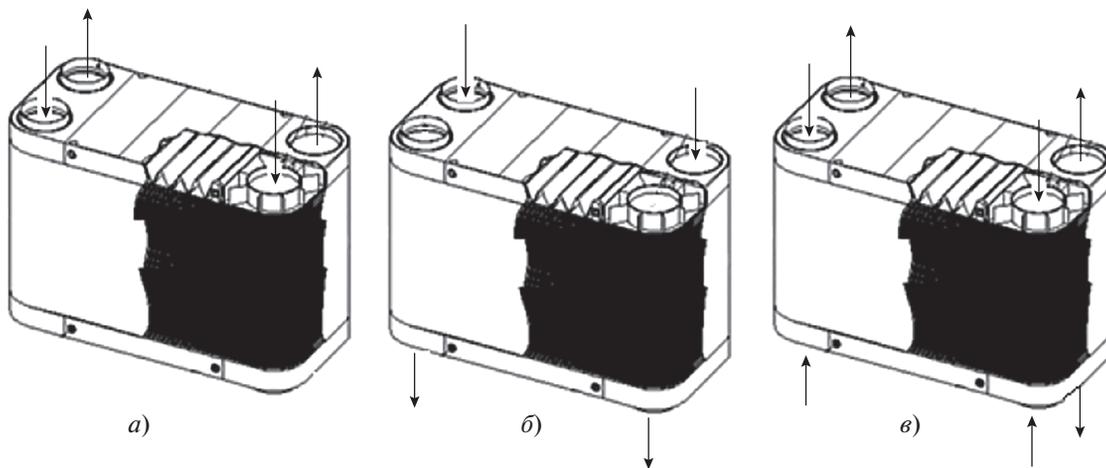


Рис. 10. Схемы включения теплообменника в газовый контур. *a* – “встречная” П-схема; *б* – “противоположная” Z-схема; *в* – схема с двусторонними подачей и отводом теплоносителей

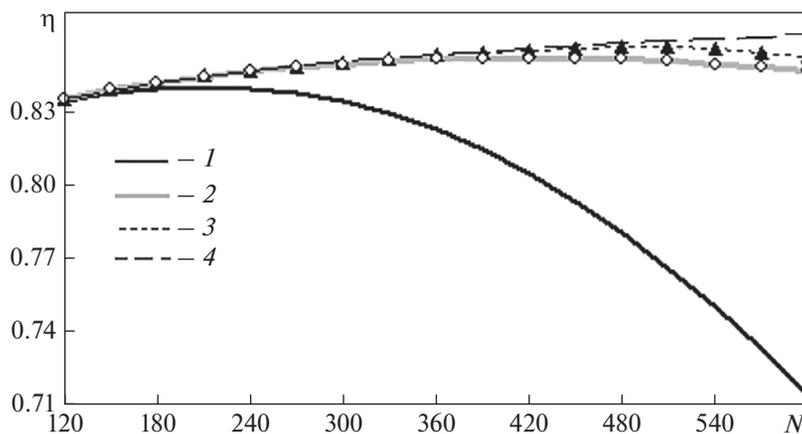


Рис. 11. Тепловая эффективность “встречной” Z-схемы (1) и П-схемы (2), “противоположной” Z-схемы (3) и схемы с двусторонними подачей и отводом теплоносителей (4) в зависимости от количества пластин в теплообменнике

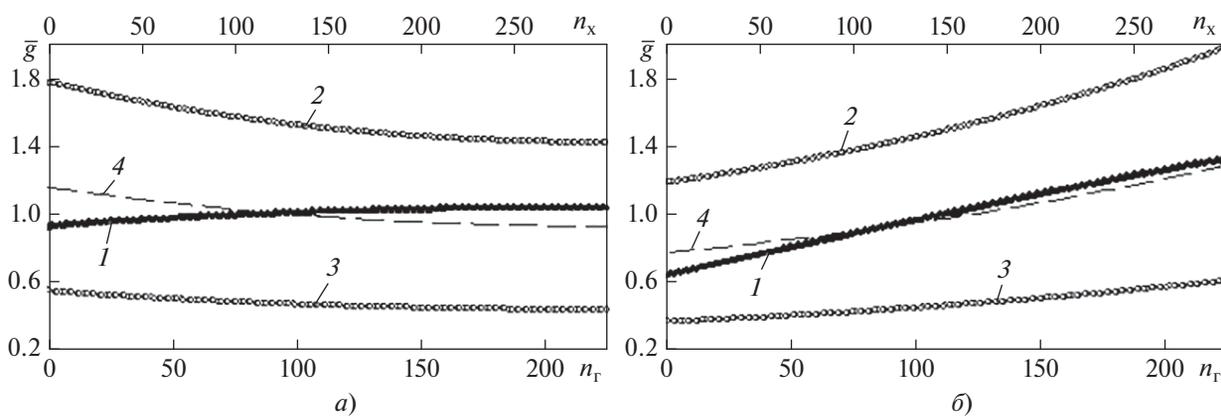


Рис. 12. Относительный расход теплоносителя \tilde{g} по каналам 450-панельного теплообменника, включенного в газовый контур по П-схеме (а) и “противоположной” Z-схеме (б). 1 – каналы горячего тракта; 2 – цельные каналы холодного тракта; 3 – половинные каналы холодного тракта; 4 – каналы холодного тракта (расход усреднен по секциям)

равномерность течения значительно выше, но максимум расхода горячего теплоносителя приходится на ту же часть теплообменника, что и максимум расхода холодного теплоносителя. Линии 1, 4 идут практически параллельно.

Теплообменник, работающий по схеме с двухсторонней подачей и отводом теплоносителей, можно рассматривать как два параллельных теплообменника, включенных по П-схеме. Данная схема является наиболее предпочтительной по тепловой эффективности и потерям давления. Тепловая эффективность может достигнуть $\eta = 0.868$ при $N = 900$. Однако, учитывая пологий характер зависимости $\eta(N)$, нельзя считать достижение высокой эффективности следствием увеличения количества пластин. Повышения эффективности более целесообразно добиваться изменением типоразмера пластины, например увеличением ее длины. Кроме того, включение теплообменника в контур ГТУ по схеме, в которой задействованы все восемь патрубков, затруднительно. Требуется тройники (в которых могут быть высокие потери давления) и трубопроводы. Наиболее рациональной схемой включения в газовый контур ГТУ следует считать “противоположную” Z-схему.

ВЫВОДЫ

1. На основе анализа результатов испытаний теплообменных аппаратов с большим количеством пластин разработана математическая модель для теплогазодинамического расчета теплообменника с произвольным количеством пластин, которая учитывает неоднородность течения теплоносителей по межпластинным каналам. Расчет предусматривает построение распределения температур по длине каждого канала и учет переменных теплофизических свойств. Для математической модели определена безразмерная зависимость коэффициента сопротивления и числа Нуссельта от числа Рейнольдса в диапазоне от 500 до 2000. Универсальные зависимости позволяют проводить моделирование как в трактах горячего теплоносителя, состоящих из одинаковых межпластинных каналов, так и в трактах холодного теплоносителя, состоящих из таких же цельных и половинных каналов. Зависимости коэффициента сопротивления и числа Нуссельта от числа Рейнольдса хорошо коррелируют с известными зависимостями, полученными для сетчато-поточных теплообменных поверхностей такого же класса.

2. Проведена верификация математической модели с помощью экспериментальных данных. Максимальную погрешность по потерям давления можно оценить значением не более $\pm 5\%$. Данные по тепловой эффективности качественно и количественно соответствуют эксперименталь-

ным результатам: эффективность 450-панельного аппарата ниже эффективности 288-панельного аппарата. Можно считать, что для теплообменников с числом панелей от 288 до 450 погрешность в определении тепловой эффективности составляет примерно $\pm 0.5\%$.

3. С помощью разработанной модели рассмотрено влияние схемы включения в газовый контур теплообменника с различным количеством пластин. Проанализированы четыре схемы включения, из которых рекомендована наиболее рациональная.

4. Математическая модель позволяет исследовать изменение диаметров коллекторов, длины и ширины пластин. На основе результатов проведенной работы был спроектирован, затем изготовлен и испытан новый оригинальный рекуператор данного класса, имеющий высокую тепловую эффективность, малые потери давления по контуру горячего теплоносителя низкого давления и хорошие массогабаритные характеристики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коротеев А.С.** Новый этап развития космической энергетики // Вестник РАН. 2012. Т. 82. № 4. С. 317–322.
2. **Мощные** энергодвигательные установки космического назначения с газотурбинным преобразованием энергии по замкнутому циклу Брайтона и особенности их экспериментальной отработки / Д.И. Андрианов, Л.Э. Захаренков, А.В. Каревский, А.В. Попов, С.А. Попов // Инженерный журнал: наука и инновации. 2016. № 7. С. 20.
3. **Акимов В.Н., Коротеев А.А., Коротеев А.С.** Ядерная космическая энергетика: вчера, сегодня, завтра // Изв. РАН. Энергетика. 2012. № 1. С. 3–11.
4. **Справочник по теплообменникам:** в 2 т. Т. 2 / пер. с англ.; под ред. О.Г. Мартыненко, А.А. Михалевица, В.К. Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987.
5. **Барановский В.Н., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р.** Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973.
6. **Sarah Tioual-Demange, Gaëtan Bergin, Thierry Mazet.** Highly efficient plate-fin heat exchanger (pfhe) technical development for S-CO₂ power cycles // Proc. of the 3rd European Supercritical CO₂ Conf. Paris, France, 19–20 Sept. 2019. <https://doi.org/10.17185/duerpublico/48900>
7. **Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М.** Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989.
8. **Исследование** теплообменных поверхностей для энергетических установок космического назначения / А.Е. Баранов, А.Е. Белов, Д.Н. Ильмов, Н.Н. Казанцева, Ю.Н. Мамонтов, А.С. Скорыходов // Теплоэнергетика. 2018. № 7. С. 76–85. <https://doi.org/10.1134/S0040363618070019>

9. Пат. № 2529288 RU кл. F28F3/00. Пакет пластин теплообменного аппарата / Н.И. Филатов, А.Е. Баранов, Д.А. Лялин, В.А. Кожевников, В.А. Мавров. Приоритет изобретения от 27.06.2013. Зарегистрировано в Гос. реестре изобретений РФ 31.07.2014. Опубл. 27.09.2014.
10. **Исследование** теплообменных аппаратов для систем преобразования энергии космических энергоустановок мегаваттного класса / Д.Н. Ильмов, Ю.Н. Мамонтов, А.С. Скороходов, В.А. Смоляров, Н.И. Филатов // Теплоэнергетика. 2016. № 1. С. 37–43.
<https://doi.org/10.1134/S0040363616010057>
11. **Варгафтик Н.Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972.
12. **Меерович И.Г., Мучник Г.Ф.** Гидродинамика коллекторных систем. М.: Наука, 1986.
13. **Acrivos A., Babcock B.D., Pigford R.L.** Flow distributions in manifold // Chem. Sci. 1959. V. 10. P. 112–124. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(59\)80030-0](https://doi.org/10.1016/0009-2509(59)80030-0)
14. **Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И.** Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. М.: Энергия, 1972.
15. **Коченов И.С., Новосельский О.Ю.** О гидравлическом расчете системы охлаждения ядерного реактора // Атомная энергия. 1967. Т. 23. Вып. 2. С. 113–120.
16. **Коченов И.С.** Течение в каналах с оттоком или притоком через стенки. Теория подобия и ее применение в технике // Тр. МИИТ. 1961. Вып. 139. С. 158–162.

Investigation into Operation of Energy-Intensive Heat Exchangers with Many Plates

A. E. Baranov^a, A. E. Belov^a, D. N. Il'mov^{a, *}, V. A. Mavrov^a, A. S. Skorokhodov^a, and N. I. Filatov^a

^a State Scientific Center Keldysh Research Center, Moscow, 125438 Russia

*e-mail: ilmovdn@mail.ru

Abstract—Heat exchangers in a gas turbine circuit for advanced space power facilities are innovative developments in the field of elaboration of heat exchangers meeting a set of technical and operating requirements. A design of a heat-transfer matrix consisting of a set of biconvex stamped plates with a specific surface relief is proposed. It enables construction of heat exchangers meeting the requirements for strength, stiffness, weight, and size under the specified operating conditions. The results of testing of heat exchangers made of 288 and 450 plates are presented. A nonuniformity of the coolant distribution among heat-transfer panels was found. Under the same operating conditions, it makes the thermal efficiency of a heat exchanger made of 450 plates lower than that of a heat exchanger made of 288 plates. Based on the analysis of test results, a mathematical model has been developed for the thermal and gas-dynamic design calculation of a heat exchanger with an arbitrary number of plates, which takes into account the effect of nonuniformity of the coolant flow through the channels between the plates. The calculation calls for determination of a temperature distribution along the length of each channel considering variable thermophysical properties of the coolant. For the mathematical model, a dimensionless dependence of the resistance coefficient and the Nusselt number on the Reynolds number was found in the Reynolds number range from 500 to 2000. Universal dependences enable simulation in both hot coolant paths consisting of identical interplate channels and cold coolant paths consisting of the same complete and half channels. The correlations for the hydraulic resistance coefficient and the Nusselt number versus the Reynolds number agree well with the known dependences obtained for corrugated heat-transfer surfaces of the same class. The mathematical model has been verified against experimental data. The effect of the scheme of connection of heat exchangers with different number of plates to a gas circuit is examined. The connection schemes are analyzed, and one of them is recommended as the most suitable for practice.

Keywords: heat exchanger, header system, biconvex stamped plate, corrugated plate with intermittent turbulizers, Nusselt number, hydraulic resistance coefficient, Reynolds number