

М443120

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи
УДК 621.415

ПЕТРОВ Александр Иванович

УЛУЧШЕНИЕ ТЕПЛОИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГЕНЕРАТОРА
ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО КОНСТРУКЦИОННЫХ
ПАРАМЕТРОВ

05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1986

Работа выполнена на кафедре Э-2 Московского ордена Ленина
и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического
училища им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель:
доктор технических наук,
профессор


М.Г.Круглов

Научный консультант:
кандидат технических
наук, доцент

 С.И.Ефимов

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор

В.И.Толшин

кандидат технических
наук, старший
научный сотрудник

Ю.А.Шевич

Вед-

заседи
машин
им. Н

14.00
словые

ая, д.5
МВТУ

печат
2-я Е
совет

веренных
Б, Москва
секретарю

М 44 3 120

ЕФИМОВ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Решениями XXVI съезда КПСС подчеркивается необходимость создания новых энергопреобразователей, работающих на нетрадиционных и низкосортных топливах и обладающих лучшими техническими, экономическими и экологическими характеристиками по сравнению с существующими. Такими перспективными энергопреобразователями являются двигатели Стирлинга.

Постановлением ГКНТ СМ СССР за № 420 от 22 ноября 1976 года была разработана программа НИР и ОКР по созданию двигателей Стирлинга. Составной частью этой программы являются исследования теплообменных аппаратов при циклической работе и реверсивном течении в них рабочего тела.

В число таких теплообменных аппаратов входит регенератор. Его работа оказывает существенное влияние на технико-экономические показатели двигателя.

Сложность условий, в которых работает регенератор, затрудняет расчет его теплогидравлических характеристик, а вместе с ними - тепловой расчет двигателя в целом. Необходимо отметить, что условия, в которых работает регенератор, зависят как от конструкционных параметров его насадки, так и от конструкционных параметров самого двигателя. Например, изменение пористости насадки m , диаметра проволоки насадки d_{np} или отношения длины регенератора H_R к диаметру его корпуса D_R приводят к изменению условий обтекания насадки потоком рабочего тела и, следовательно, к изменению интенсивности теплового и гидродинамического взаимодействия между ними. Вместе с тем, тепловое и гидродинамическое взаимодействие рабочего тела с насадкой будет зависеть от фазового угла сдвига φ между изменениями объемов "холодной" и "горячей" полостей двигателя, а также - соотношения W между этими объемами, поскольку изменение φ и W приводит, в свою очередь, к перераспределению продолжительности чередующихся фаз движущегося в регенераторе рабочего тела, изменению амплитуды массовых расходов и в целом - к изменению степени турбулентности потока рабочего тела. От изменения φ и W будет зависеть и количество рабочего тела, перетекающее из "холодной" полости двигателя в "горячую". Это обстоятельство оказывается тесно связанным с термодинамикой рабочего цикла, по-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1443120

Петров А.И. Улучшение тепло

МГТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

сколькx определяет работоспособность цикла или, иначе говоря, полноту индикаторной диаграммы двигателя.

Отсутствие в настоящее время необходимого объема экспериментальных исследований по указанным вопросам подчеркивает актуальность проведения исследований по улучшению теплогидравлических характеристик регенератора внутреннего контура двигателя Стирлинга.

Цель работы является теоретическое и экспериментальное исследование работы регенератора в системе двигателя Стирлинга, направленное на углубление физических представлений о процессах теплообмена и гидродинамики в насадке регенератора, уточнение условий движения в нем потока рабочего тела, разработку по результатам исследований рекомендаций по целенаправленному выбору его конструкционных параметров.

Методы исследований. При выборе направления работы и формировании цели и задач исследования использованы: методы физического моделирования условий работы регенератора в системе двигателя Стирлинга, методы теории подобия и анализа размерностей, методы теории планирования многофакторных экспериментов, статистические методы обработки результатов экспериментов.

Расчетные исследования и обработка результатов экспериментов проведены на ЭВМ с применением алгоритмического языка Фортран-IV.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- введено понятие коэффициента проточности регенератора, расширены физические представления об особенностях условий его работы в системе двигателя Стирлинга;
- систематизированы на основе законов математической статистики отклонения тепловых и гидродинамических характеристик насадок от таковых для одиночных сеток с учетом внешнего и внутреннего течения рабочего тела в регенераторе;
- определен характер влияния и степень значимости конструкционных параметров насадки в отдельности и во взаимодействии друг с другом на теплообмен и гидравлические потери в регенераторе;
- получена зависимость, позволяющая оценить, в первом приближении, характер распределения скоростей потока рабочего

тела по длине регенератора с учетом изменяющейся плотности рабочего тела.

Практическая ценность. Результаты выполненных исследований и разработанные на их основе рекомендации могут быть использованы при создании высокоэффективных регенераторов внутреннего теплообменного контура с целью повышения эффективных показателей двигателя Стирлинга. Полученные результаты позволяют:

- более обоснованно, с учетом термодинамики цикла и теплотеплопередачи в насадке, выбирать на начальной стадии проектирования двигателя соотношение объемов "холодной" и "горячей" полосей, а также - фазовый угол сдвига между изменениями этих объемов;

- производить расчет тепловых и гидравлических характеристик регенератора, используя хорошо проверенные и устойчивые критериальные уравнения, справедливые для условий внешнего обтекания рабочим телом элементов насадки, учитывая поправочные коэффициенты, рассчитываемые по установленным уравнениям регрессии;

- учесть отрицательное влияние на эффективные показатели двигателя эффекта взаимодействия таких конструктивных параметров регенератора, как пористость насадки и отношение длины регенератора к диаметру его корпуса;

- повысить точность расчета теплогидравлических характеристик регенератора за счет использования установленной зависимости предварительно оценивающей характер распределения скоростей потока рабочего тела по длине насадки.

Реализация результатов работы. Основные результаты исследования использованы при разработке нового поколения высокоэффективных регенеративных теплообменников опытных двигателей Стирлинга в ряде организаций. В частности, использованы обобщенные характеристики регенераторов и рекомендации по целенаправленному выбору конструктивных параметров регенератора и двигателя при проектировании опытных автономных энергетических установок.

Результаты исследований используются также в научно-исследовательской работе и учебном процессе кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Апробация работы. Основные положения и отдельные разделы диссертационной работы доложены и получили одобрение на Всесоюзном научно-техническом семинаре по двигателям внутреннего сгорания (Москва, 1984), на XV и XVI ежегодных научно-технических конференциях кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1983, 1984), на ежегодных научно-технических семинарах молодых ученых и специалистов кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана (1982, 1983, 1984), на заседании Технического совета отдела по разработке и созданию двигателей с внешним подводом теплоты ЦНИДИ (Ленинград, 1984) и др.

Публикации. По результатам работ опубликовано 3 статьи. Отдельные разделы диссертации отражены в отчетах по выполненным в МВТУ при участии автора научно-исследовательским темам.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы. Объем диссертации - 110 страниц основного текста, 38 рисунков, 1 таблицы. Список использованной литературы включает 99 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе представлен анализ результатов исследований рабочего процесса двигателей Стирлинга. В частности, рассмотрено влияние регенерации на рабочий процесс, проанализированы конструкционные особенности насадок регенераторов, а также результаты исследования их тепловых и гидравлических характеристик, отмечены современные методы расчета регенераторов, сформулированы задачи исследования.

Несмотря на достаточно большое число исследований, выполненных по регенераторам газотурбинных установок (ГТУ), использовать результаты этих исследований и разработанные на их основе рекомендации, при проектировании регенераторов двигателей Стирлинга не представляется возможным. Такое положение объясняется тем, что в регенераторе двигателя Стирлинга время прохождения частицей рабочего тела насадки оказывается сопоставимым с продолжительностью периодов "холодного" или "горячего" дутья,

а действительные перемещения отдельных частиц рабочего тела — короче физической длины проходов в насадке.

Следует также отметить, что не представляется возможным, без дополнительных проверок и уточнений, использовать и результаты исследований регенераторов криогенных машин, работающих по обратному циклу Стирлинга. Для таких регенераторов рекомендуются, в частности, наиболее плотные насадки с малыми значениями m и повышенными значениями отношения H_K/D_K . В тепловых двигателях при таких конструктивных параметрах регенераторы будут иметь увеличенные гидравлические потери.

Известно, что сложность расчета регенератора обусловлена нестационарностью протекающих в нем процессов теплообмена и гидродинамики. В настоящее время отсутствуют надежные экспериментальные данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению насадок. А имеющиеся тепловые и гидравлические характеристики насадочных поверхностей одной и той же геометрии и конструктивных соотношений существенно расходятся у различных авторов, достигая в отдельных случаях 200% и более.

Интенсивность процессов теплообмена и гидродинамики зависит как от конструктивных параметров насадки регенератора, так и от конструктивных параметров φ и W двигателя. Изменение этих параметров приводит к различной степени турбулентности потока рабочего тела при его входе в насадку. Поэтому, для повышения точности расчета представляется целесообразным знать распределение скоростей потока рабочего тела по длине регенератора. Изменение указанных конструктивных параметров сказывается в то же время и на количестве рабочего тела, прошедшего через регенератор из "холодной" полости двигателя в "горячую", определяя тем самым проточность регенератора. Для оценки проточности регенератора было введено понятие коэффициента проточности регенератора, под которым понимается отношение количества рабочего тела действительно прошедшего за цикл через регенератор к тому количеству рабочего тела, которое может быть размещено в свободном объеме регенератора при действующих здесь средних значениях давления и температуры.

В связи с рассмотренными обстоятельствами были поставлены следующие конкретные задачи работы:

- определение влияния величины коэффициента проточности регенератора в двигателе Стирлинга на его теплогидравлическую характеристику с целью получения необходимой информации, позволяющей на начальной стадии проектирования двигателя производить более обоснованный выбор таких конструктивных параметров, как φ , W , а также - m и H_R/D_R с позиций термодинамики рабочего цикла и теплообмена в насадке;

- установление характера влияния и уровня значимости конструктивных параметров насадки в отдельности и во взаимодействии друг с другом на теплообмен и гидравлические потери в регенераторе;

- определение расчетных зависимостей, позволяющих вычислить поправочные коэффициенты, для того, чтобы, учитывая их, производить расчет тепловых и гидравлических характеристик регенератора по хорошо проведенным и устоявшимся критериальным уравнениям, справедливым для условий внешнего поперечного обтекания потоком рабочего тела элементов насадки;

- определение расчетной зависимости для оценки, в первом приближении, характера распределения мгновенных скоростей потока рабочего тела по длине регенератора с учетом изменяющейся плотности рабочего тела;

- разработка практических рекомендаций по проектированию регенератора двигателя Стирлинга.

Вторая глава посвящена разработке методов и описанию особенностей экспериментального исследования. В ней формируются задачи и содержание экспериментального исследования, рассматриваются вопросы моделирования рабочего процесса в насадке регенератора, дается описание моделирующей установки и особенностей устройства экспериментального модуля теплообменников, обосновывается выбор контрольно-измерительной аппаратуры и методов измерения, проводится оценка погрешностей измерения.

При моделировании рабочего процесса в регенераторе использовалось физическое моделирование. Чередование фаз в движении рабочего тела через регенератор достигалось с помощью специальных вращающихся золотников с профилированными впускными и выпускными отверстиями. Работа моделирующей установки по открытому циклу, а также большие расходы рабочего тела при проведении экспериментов потребовали (по экономическим причинам) исполь-

зования в качестве рабочего тела воздуха. Соблюдение условий динамического и теплового подобия обеспечивалось идентичностью числовых значений минимально допустимых критериев подобия, характерных для рассматриваемых процессов. Определение числа минимально допустимых критериев производилось на основе сопоставления числа первичных физических величин и общего числа физических величин и параметров, существенных для рассматриваемых процессов. В соответствии с основным выводом " π -теоремы" подобия Бэкингема были определены шесть безразмерных комплексов. Такими комплексами явились: критерий Рейнольдса Re , критерий Эйлера Eu , критерий Струхала Sh , критерий Прандтля Pr , коэффициенты изменения давления δ и температуры T . Установка позволяла получать различные величины коэффициента давления ($\delta = 0,04-0,379$) в широком диапазоне изменений частоты вращения вала пульсаторов и давления рабочего тела.

Геометрическое подобие испытуемых теплообменников внутреннего контура оценивалось и полностью удовлетворялось благодаря соблюдению условия *idem* для следующих безразмерных конструктивных параметров: относительных мертвых объемов нагревателя X_n и холодильника X_x ; приведенных проходных сечений нагревателя l_n , холодильника l_x и регенератора l_R .

Схема измерения основных параметров потока рабочего тела и температуры насадки представлена на рис. 1. Для измерения мгновенной температуры потока рабочего тела использовались термометры сопротивления с чувствительным элементом из вольфрамо-рениевой проволоки диаметром $15 \cdot 10^{-6}$ м. Запись мгновенных давлений проводилась с помощью индуктивных датчиков давления ДДИ-10. Перепады давления измерялись дифференциальными датчиками ДДИ-0,6. Сигналы с датчиков температур и давлений усиливались с помощью тензостанции ТА-5 и индикатора ИД-2И и выводились на шлейфовый осциллограф Н-115. Температура насадки измерялась в пяти-шести точках по длине регенератора "ХА" термопарами диаметром 0,2 мм. Показания термопар фиксировались потенциометрами КСП-4 класса точности 0,25. Определение массового расхода рабочего тела производилось с помощью мерной диафрагмы, установленной на выходе из экспериментального модуля теплообменников после полости, сглаживающей пульсации потока рабочего тела. В

целом, организация измерений, а также выбор методов измерения и контрольно-измерительной аппаратуры позволили определять основные параметры потока рабочего тела и насадки с погрешностью не превышающей 2-5%. Проведенный анализ погрешностей измерений показал приемлемость имеющихся отклонений неконтролируемых случайных величин от ожидаемых номинальных значений с вероятностью $P_0 = 0,68$.

В третьей главе даны результаты экспериментально-теоретических исследований на моделирующей установке.

Исследования влияния величины коэффициента проточности регенератора в двигателе Стирлинга на его тепловые и гидравлические характеристики показали, что изменение проточности регенератора, обусловленное изменением параметров φ и W практически не оказывает влияния на интенсивность теплообмена и гидравлические потери в насадке. Вместе с тем увеличение проточности приводит к росту количества рабочего тела, прошедшего через насадку в течение цикла, и, как следствие, к увеличению переданной рабочему телу теплоты. Однако, при этом интенсивно возрастает параметр регенератора $E = N_{rn} / N_R$, где N_{rn} - работа гидравлических потерь в регенераторе, N_R - количество теплоты, переданное в регенераторе за цикл.

Изменение проточности регенератора, обусловленное изменением отношения H_R/D_R также практически не сказывается на величине гидравлических потерь в насадке. Однако, при уменьшении отношения H_R/D_R наблюдается некоторое увеличение интенсивности теплообмена, что связано с уменьшением детурбулизирующего действия насадки регенератора.

Наиболее существенным оказывается влияние коэффициента проточности K при изменении его за счет пористости насадки m :

$$K = (4 \bar{G}) / (\pi D_R^2 H_R m \bar{\rho}), \quad (I)$$

где $\bar{G}$ - количество рабочего тела, прошедшего через насадку, $\bar{\rho}$ - плотность рабочего тела в мертвом объеме регенератора. При малых значениях коэффициента проточности, соответствующих наибольшим значениям пористости насадки, наблюдается расхождение по числу Nu для насадок одинаковой пористости, но с раз-

личными геометрическими размерами элементов поверхности теплообмена (рис. 2). Это расхождение имеет тем большее значение, чем меньше отношение H_R/D_R . При увеличении проточности расхождение уменьшается и при численном значении коэффициента проточности, равном 0,7, практически полностью исчезает. Одновременно с увеличением коэффициента проточности падает интенсивность теплообмена.

В отличие от теплообмена, коэффициент трения потока менее чувствителен к неоднородности насадки. В рассмотренном диапазоне изменения проточности (и связанным с ней изменением пористости) различий в коэффициенте трения для насадок, имеющих разную геометрию, при одной и той же пористости, не обнаружено (рис. 3). Однако, характер изменения коэффициента трения, при увеличении проточности, аналогичен изменению числа Nu . В обоих случаях увеличение проточности приводит к уменьшению величин Nu и ξ .

В основе исследований, направленных на определение влияния конструктивных параметров насадки регенератора на ее тепловые и гидравлические характеристики, лежала теория планирования многофакторных экспериментов. В число варьируемых факторов были включены: пористость насадки, отношение длины насадки к диаметру корпуса регенератора, диаметр проволоки насадки. Анализ априорной информации позволил выбрать следующие диапазоны изменения указанных факторов: $m = 0,730-0,870$;

$d_{np} = (0,03-0,05) \cdot 10^{-3}$ м; $H_R/D_R = 0,5-1,5$. Базовыми точками, определяющими координаты центра плана были следующие значения: $m' = 0,80$; $d'_{np} = 0,04 \cdot 10^{-3}$ м; $H_R/D_R' = 1,0$.

Выходными переменными являлись относительные значения чисел Nu и ξ :

$$\bar{Nu} = Nu / Nu_{вш} ; \quad (2)$$

$$\bar{\xi} = \xi / \xi_{вш} , \quad (3)$$

где $Nu_{вш}$ и $\xi_{вш}$ - значения чисел Нуссельта и коэффициента трения, определенные по критериальным уравнениям для внешнего обтекания одиночных сеток, а Nu и ξ - действительные зна-

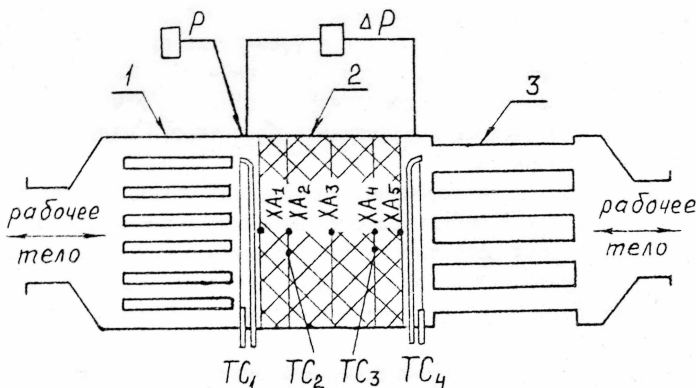


Рис. 1. Схема измерения параметров рабочего тела и насадки: ТС—термометры сопротивления, ХА—термопары, Р и ΔP —датчики давления и перепада давления.

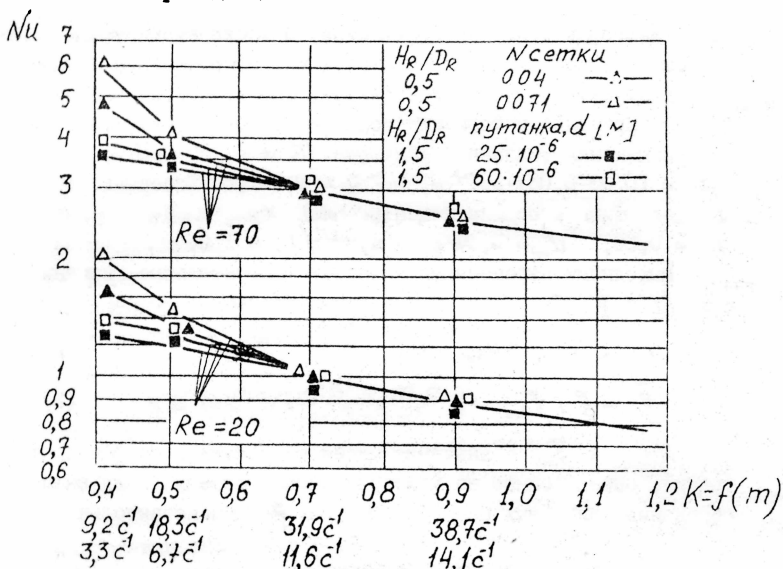


Рис. 2. Влияние коэффициента проточности К на интенсивность теплообмена в насадке

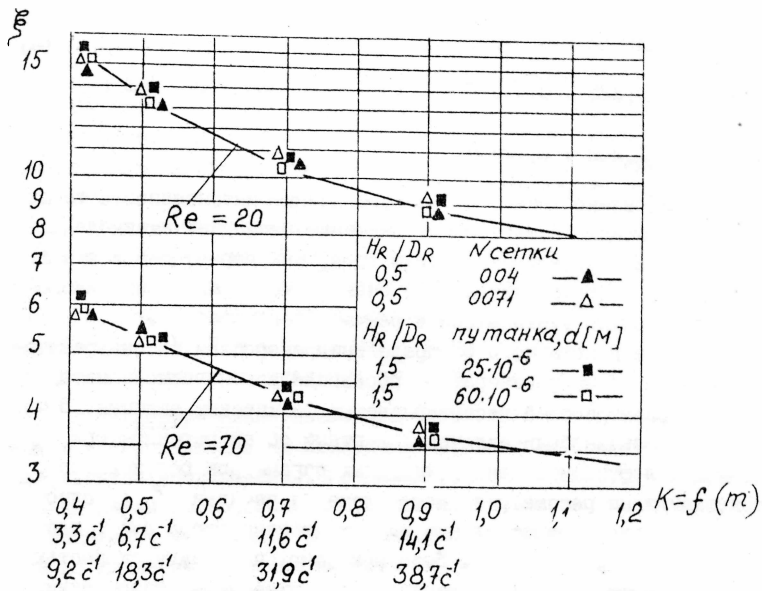


Рис. 3. Влияние коэффициента проточности K на коэффициент трения рабочего тела в насадке.

чения чисел Nu и ξ , полученные в результате обработки экспериментальных данных. Результаты экспериментальных исследований и их регрессионный анализ позволили установить следующие зависимости между входными и выходными параметрами регенератора:

$$Nu/Nu_{\text{вх}} = 0,325 + 0,443 m - 0,15 \frac{H_R}{D_R} - 0,686 (m - 0,8) \left(\frac{H_R}{D_R} - 1 \right); \quad (4)$$

$$\xi/\xi_{\text{вх}} = 1,263 + 0,829 m. \quad (5)$$

Было установлено также, что на увеличение интенсивности теплообмена в насадке существенное значение оказывает взаимодействие таких конструктивных параметров, как пористость и отношение H_R/D_R , причем их влияние оказывается взаимно противоположным и должно учитываться в расчете регенератора.

Оценка мгновенного распределения скоростей потока рабочего тела по длине регенератора производилась на основе метода анализа размерностей рассматриваемых физических величин. В число этих величин были включены: мертвый объем регенератора V_R , являющийся функцией конструктивных параметров регенератора; текущая длина рассматриваемого элемента насадки ℓ ; полное гидравлическое сопротивление насадки регенератора ΔP ; плотность рабочего тела ρ . Было показано, что между скоростью потока рабочего тела в регенераторе и указанными физическими величинами должна быть структурная связь в виде степенного комплекса. В соответствии с этим обстоятельством было составлено уравнение размерности следующего вида:

$$L T^{-1} = L^{\frac{3p}{2}} M^{\frac{q}{2}} T^{-\frac{2q}{2}} L^{-\frac{q}{2}} M^{\frac{r}{2}} L^{\frac{r}{2}} L^{\frac{n}{2}}, \quad (6)$$

где L — размерность длины [м], M — размерность массы [кг], T — размерность времени [с].

Решение уравнения (6) и последующие преобразования позволили получить следующую функциональную взаимосвязь:

$$\frac{u}{u_0} = 0,01 \frac{V_R^{1/6}}{\sqrt{\Delta \ell}} E u^{1/2}, \quad (7)$$

где: $u_0 = \sqrt{kRT}$ — скорость звука, определенная при средних действующих в элементе насадки длиной $\Delta \ell$ давлении и темпера-

туре рабочего тела; V_R - мертвый объем всей насадки регенератора; $Eu = \Delta p / (\rho u_0^2)$ - пульсационное значение критерия Эйлера; T, ρ - температура и плотность рабочего тела в элементе насадки длиной Δl .

Результаты расчетных исследований показали, что распределение скоростей потока рабочего тела по длине насадки регенератора существенно отличается от линейного закона. При движении потока рабочего тела в первых слоях насадки наблюдается резкое изменение скорости потока, что свидетельствует о большей интенсивности теплообмена во внешних слоях насадки. Экспериментальная проверка результатов расчета была произведена для насадок, изготовленных из сеток № 004, 0056, 0071 (ГОСТ 4601-73) с соответствующими значениями пористости 0,770 и 0,811, 0,738 и 0,792, 0,725. Сопоставление расчетных и опытных данных показало, что с достаточной степенью точности закон распределения скорости потока по длине регенератора может быть описан выражением (7). Расхождение между интегральными значениями расчетных и экспериментальных скоростей не превышает 10-15%.

В четвертой главе приведены результаты сравнения расчетных и экспериментальных исследований, дается обобщенный анализ результатов исследования, предлагается способ улучшения эффективных параметров регенератора двигателя Стирлинга. В частности показано, что замена регенератора с равномерно распределенной по длине пористостью насадки на регенераторы, в которых пористость плавно уменьшалась бы в направлении к концевым слоям, при сохранении постоянным общего гидравлического сопротивления регенератора, позволяет повысить в среднем на 1% к.п.д. регенератора и уменьшить амплитуду колебания температуры потока рабочего тела, выходящего из насадки.

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ результатов исследований регенераторов внутреннего контура двигателя Стирлинга позволил сформулировать наиболее актуальные задачи исследования в этой области и поставить цели диссертационной работы.

2. Для проведения экспериментально-теоретических исследований модернизирована моделирующая установка, спроектирован и изготовлен экспериментальный разборный модуль теплообменных аппаратов внутреннего контура двигателя Стирлинга, позволяющий проводить активные многофакторные планируемые эксперименты.

3. Для оценки влияния различных конструктивных параметров на характер течения рабочего тела через насадку регенератора, а следовательно, и для оценки влияния этих параметров на коэффициент теплоотдачи и гидравлического сопротивления в регенераторе введено понятие проточности регенератора. При этом показано, что на начальной стадии проектирования выбор параметров двигателя φ и W должен производиться исходя из термодинамики цикла; изменение коэффициента проточности регенератора и структуры потока рабочего тела, обусловленные изменением этих параметров, практически не сказывается на интенсивности теплообмена и коэффициенте трения потока в насадке.

4. Более высокие значения параметра регенератора

$$E = \frac{N_{rn}}{N_R} \text{ в плотных сетчатых насадках делает целесообразным}$$

использование насадок с большей пористостью, численные значения которой находятся в интервале 0,85–0,90.

5. При одной и той же проточности регенератора имеется возможность повысить приблизительно на 20–25% интенсивность теплообмена в насадке, сохранив на неизменном уровне величину гидравлических потерь. Для этого целесообразно выбирать из рекомендуемых диапазонов диаметров проволоки сетки и ее относительных шагов плетения большие численные значения, сохраняя для элементов насадки условие, при котором число $Bi' < 0,001$.

6. При расчете регенератора необходимо учитывать влияние эффекта взаимодействия длины регенератора и диаметра его корпуса, обращая внимание на то, что действие каждого из указанных параметров оказывается взаимно противоположным. Среди конструктивных параметров насадки наиболее значимыми являются ее пористость и отношение H_R/D_R ..

7. Тепловые и гидравлические характеристики сетчатых насадок с пористостью $m > 0,73$ могут быть определены с погрешностью не превышающей 10–15% по критериальным уравнениям, спра-

ведливым для условий внешнего поперечного обтекания потоком рабочего тела элементов насадки с учетом поправочных коэффициентов, рассчитываемых по полученным уравнениям регрессии (5) и (6).

8. При расчете регенератора, оценка характера распределения скоростей потока рабочего тела по длине насадки может быть произведена, в первом приближении, по предложенной зависимости (7), полученной методом анализа размерностей. Эта зависимость показывает, что распределение скоростей потока существенно отличается от линейного закона. Этот результат хорошо согласуется с исследованиями Хаузена, Шевича, Микулина, подтверждающими тот факт, что интенсивность теплообмена в концевых слоях насадки выше, чем в срединных.

9. Экспериментальные исследования показали, что амплитуда колебания температуры потока рабочего тела на выходе из регенератора зависит от водяного эквивалента концевых слоев насадки. Учитывая неравномерность распределения скоростей потока рабочего тела по длине насадки, имеется возможность повышения к.п.д. регенератора в среднем на 1%, при сохранении на неизменном уровне его гидродинамического сопротивления, за счет снижения температурных колебаний концевых слоев насадки. Для этого целесообразно изготавливать насадку с плавно уменьшающейся (на участке длиной до $2 \cdot 10^{-3}$ м) к ее концевым слоям пористостью.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

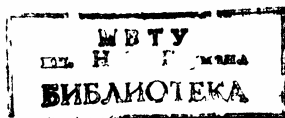
1. Петров А.И., Ефимов С.И. Влияние проточности регенератора двигателя Стирлинга на его тепловые и гидравлические характеристики. - Изв. вузов. Машиностроение, 1985, № 3, с. 69-73.

2. Петров А.И., Ефимов С.И. Оценка влияния конструктивных параметров регенератора на его тепловые и гидравлические характеристики. - Изв. вузов. Машиностроение, 1985, № 5, с. 155-158.

3. Ефимов С.И., Петров А.И., Крупнов Б.А. Оценка распределения скоростей потока рабочего тела в регенераторе двигателя Стирлинга. - Изв. вузов. Машиностроение, 1985, № 12, с. 76-78.

А.И.П.

15



Заказ I59. Под. к печ. 6.П.86. Объем I п,л. Тираж 100 экз.
Л-62646. Типография МВТУ им.Н.Э.Баумана