

На правах рукописи

УЛИТЕНКО АЛЕКСАНДР ИВАНОВИЧ

**ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ
ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ
ЭЛЕКТРОННЫХ ПРИБОРОВ**

Специальности: 05.27.02 – «Вакуумная и плазменная электроника»,
05.04.03 – «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной
техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения»

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук



Рязань 2009

Работа выполнена в Государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Рязанский государственный радиотехнический университет»

Научный консультант – доктор технических наук, профессор
Гуров Виктор Сергеевич

Официальные оппоненты: – доктор технических наук, профессор
Быстров Юрий Александрович

– доктор технических наук, профессор
Атаев Артем Еремович

– доктор физико-математических наук, профессор
Волков Степан Степанович

Ведущая организация – **ГОУВПО**
Московский физико-технический институт
(государственный университет)

Защита диссертации состоится 26 января 2010 г. в 11.30 на заседании диссертационного совета Д 212.211.03 в ГОУВПО «Рязанский государственный радиотехнический университет» по адресу: 390005, г. Рязань, ул. Гагарина 59/1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУВПО «Рязанский государственный радиотехнический университет».

Автореферат разослан _____ 2009 г.

Ученый секретарь диссертационного
совета Д 212.211.03
д. т. н., профессор

Б. И. Колотилин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Тенденция развития современных электронных приборов неразрывно связана с усложнением проблемы обеспечения теплового режима разрабатываемых на их основе устройств. Это объясняется непрерывным ростом плотности рассеиваемой мощности, жесткими условиями эксплуатации и многообразием конструктивного исполнения приборов, что, в конечном итоге, практически полностью исчерпало возможности интуитивных методов проектирования охлаждающих систем. Наиболее остро недостатки такого подхода проявляются при разработке индивидуальных систем жидкостного охлаждения приборов вакуумной и плазменной электроники.

Как правило, жидкостные системы выполняются по двухконтурной схеме, что способствует применению различных теплоносителей и длительному сохранению их высокого качества. В связи с этим они по-прежнему незаменимы при охлаждении приборов с высоким уровнем плотности рассеиваемой мощности, вплоть до значений порядка $1 \cdot 10^7$ Вт/м². В основном это мощные генераторные лампы, клистроны, ЛБВ, твердотельные и газовые лазеры. В то же время, благодаря высокой универсальности они часто используются для охлаждения приборов малой и средней мощности, конструктивные особенности которых ограничивают применение других способов теплоотвода.

Однако поскольку ценой универсальности жидкостных систем являются относительно низкие эксплуатационные характеристики, проблема их дальнейшего совершенствования продолжает оставаться актуальной. В частности, исследование условий теплообмена в каналах промежуточных теплообменников открывает новые возможности по снижению массо-габаритных и энергетических показателей разрабатываемых систем, повышению надежности и стабильности выходных параметров приборов и устройств в целом. При этом отдельные варианты таких устройств могут обеспечить возможность реализации достигнутых результатов в областях далеких от электронного приборостроения.

Помимо исследований, направленных на повышение эффективности работы жидкостных систем, в последнее время большое внимание уделяется и разработке систем охлаждения приборов на основе более совершенных теплопередающих элементов – тепловых труб.

Специфические особенности тепловых труб позволяют трансформировать плотность тепловых потоков, разнести в пространстве источник и приемник теплоты, повысить изотермичность охлаждаемой поверхности и стабилизировать ее температуру без каких либо затрат энергии. Однако широкому применению таких устройств препятствует ограниченность современных методов проектирования, позволяющих в наиболее полной мере реализовать их потенциальные возможности в условиях данного применения.

Разработка высокоэффективного теплопередающего тракта является решением важной, но не единственной проблемы, возникающей при создании индивидуальных систем охлаждения приборов. Не менее важной остается про-

блема интенсификации теплообмена с окружающей средой. При этом особые сложности возникают в ситуациях, когда температура окружающей среды существенно превышает предельные допустимые значения для того или иного типа прибора. В таких условиях становится актуальным широкое применение малогабаритных термоэлектрических холодильников, обладающих высокой устойчивостью к вибрационным нагрузкам, а также возможностью работы при любых ориентациях в пространстве.

Целью диссертационной работы является создание принципов построения высокоэффективных систем охлаждения мощных электронных приборов и устройств. Работа направлена на повышение надежности и расширение области применения приборов вакуумной и плазменной электроники. В соответствии с этим в ней поставлены следующие задачи:

- экспериментальное исследование теплоотдачи в каналах теплообменников при ламинарном и переходном режимах течения теплоносителя в условиях неравномерного распределения плотности теплового потока и температуры вдоль поверхности теплообмена;

- исследование влияния деформации стенок каналов на условия теплоотдачи и их гидравлическое сопротивление;

- исследование проблемы интенсификации теплообмена в каналах при ламинарном режиме движения теплоносителя;

- разработка принципов проектирования оптимизированных по массе индивидуальных систем охлаждения мощных электронных приборов и устройств с теплопередающим трактом на основе жидкостной магистрали;

- исследование и разработка принципов построения высокоэффективных тепловых труб большой протяженности, применительно к системам охлаждения электронных приборов, работающих в автономном режиме;

- разработка методов проектирования теплорассеивающих элементов жидкостных магистралей и тепловых труб в условиях жестких ограничений на массу и габариты электронных устройств в целом;

- исследование рабочих параметров унифицированных термоэлектрических батарей и разработка методики расчета термоэлектрических систем охлаждения на основе нагрузочных характеристик термоэлементов;

- разработка метода стабилизации температуры оболочек мощных электронных приборов с жидкостным охлаждением;

- разработка принципов построения жидкостного теплопередающего тракта с возвратно-поступательным режимом движения теплоносителя;

- практическая апробация разработанных методов расчета и принципов конструирования систем охлаждения на примерах конкретных типов электронных приборов;

- расширение области применения результатов диссертационной работы на примерах построения энергосберегающих технологий быстрого нагрева и охлаждения больших объемов жидкостей в потоке.

Методы исследования основных задач, поставленных в диссертационной работе, включают в себя теоретические и экспериментальные разделы.

Для решения теоретических задач использовались методы дифференциального и интегрального исчисления, методы численного анализа дифференциальных уравнений, классические методы статистической обработки экспериментальных данных и элементы теории погрешностей.

Для проведения экспериментальных исследований использовались методы теории подобия гидродинамики, тепло- и массообмена. В процессе экспериментов применялись классические методы исследования условий теплоотдачи в каналах, традиционные методы определения транспортных характеристик капиллярно-пористых структур, современные методы вакуумной технологии и спектрального анализа. Для исследования распределения температур и тепловых потоков применялись методы электротепловой аналогии, а также калориметрические и термопарные методы измерений.

Достоверность разработанных в диссертации теоретических положений подтверждается результатами экспериментов, а также высокой эффективностью и опытом многолетней эксплуатации разработанных на их основе систем охлаждения электронных приборов и других теплотехнических устройств.

Научная новизна. В ходе проведения диссертационной работы получены следующие новые научные результаты:

- разработаны принципы проектирования оптимизированных по массе индивидуальных систем охлаждения мощных электронных приборов и устройств с теплопередающим трактом на основе жидкостной магистрали;

- установлены критериальные соотношения, описывающие теплоотдачу в плоских каналах при ламинарном и переходном режиме течения в условиях неравномерного распределения плотности теплового потока и температуры вдоль поверхности теплообмена;

- получено критериальное соотношение, определяющее теплоотдачу в системе смещенных стержневых ребер, интенсифицирующих теплообмен в каналах при ламинарном режиме движения теплоносителя.

- разработаны принципы построения гибких артериальных тепловых труб, применительно к системам охлаждения электронных приборов, работающих в автономном режиме;

- установлены аналитические зависимости, определяющие взаимосвязь основных рабочих характеристик (осевой проницаемости, радиальной проницаемости и развиваемого капиллярного давления) со структурными параметрами гибких артериальных систем;

- создана методика расчета гибких артериальных структур и составлена последовательность процесса проектирования сложных конструкций тепловых труб большой протяженности;

- разработаны методы расчета теплорассеивающих элементов тепловых труб и воздухоохлаждаемых теплообменников в условиях естественной и вы-

нужденной конвекции;

- создана методика расчета термоэлектрических систем охлаждения на основе нагрузочных характеристик унифицированных термобатарей;
- разработана теория и принципы построения теплопередающего тракта с возвратно-поступательным режимом движения теплоносителя;
- разработаны энергосберегающие технологии быстрого нагрева и охлаждения больших объемов жидкостей в потоке.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Использование критериальных уравнений вида:

$$Nu = 1,91 Re^{0,17} Pr^{0,17} \text{ – для ламинарного режима течения } (Re < 2300),$$

$$Nu = 0,37(Re^{0,5} - 27)Pr^{0,43} \text{ – для переходного режима } (2300 < Re < 10^4)$$

позволяет производить расчет коэффициентов теплоотдачи в системе плоских каналов большой протяженности в условиях неравномерного распределения плотности теплового потока и температуры вдоль поверхности теплообмена с максимальной погрешностью не более 5% и 15% соответственно.

2. Использование гибких артериальных структур, выполненных в виде набора навитых с определенным шагом цилиндрических спиралей, характеризующихся одновременно высокими значениями осевой проницаемости и развиваемого капиллярного давления, позволяет обеспечить условия эффективного тепло- и массообмена в сложных конструкциях тепловых труб.

3. Использование тепловых труб в качестве теплопередающего тракта между электронным прибором и воздушным радиатором, выполненным в виде кольцевых ребер прямоугольного сечения, позволяет реализовать оптимальное значение внутреннего радиуса ребер и тем самым обеспечить максимальную эффективность теплопередачи в окружающую среду в условиях жестких ограничений на внешние габариты и массу теплорассеивающего элемента.

4. Разработанные методы расчета и принципы проектирования двухконтурных систем охлаждения электронных приборов позволяют существенно минимизировать массогабаритные и энергетические показатели теплопередающего тракта на основе жидкостной магистрали и улучшить эксплуатационные характеристики систем.

5. Автономная система жидкостно-воздушного охлаждения с возвратно-поступательным режимом движения теплоносителя обеспечивает передачу тепловых потоков малой и средней мощности под действием температурного напора в жидкостном теплопередающем тракте менее 5 °С при уровне потребляемой мощности не более 4 Вт и полной герметичности системы.

6. Использование систем теплоотвода на основе тепловых труб с гибкими артериальными структурами обеспечивает передачу тепла на расстояние 0,1 – 2 м под действием незначительного температурного напора, не превышающего 4 – 7 °С при сохранении основных конструктивных особенностей охлаждаемых электронных приборов.

7. Использование оболочек цельнометаллических тепловых труб, выполненных в виде отрезка четвертьволновой короткозамкнутой линии, позволяет совместить высокочастотные элементы с автономной системой охлаждения и, таким образом, свести к минимуму потери высокочастотной энергии в теплопередающем тракте системы.

8. Применение высокоэффективных теплообменников в энергоемких технологических процессах позволяет в 3,7 раза снизить потребление энергии в системах проточного нагрева деионизованной воды для промывки деталей герконов и более чем в 10 раз уменьшить ее потребление в системах проточного охлаждения молока, при одновременном улучшении эксплуатационных характеристик оборудования и повышении качества конечного продукта.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

- в исследовании влияния деформации стенок на условия теплоотдачи и гидравлическое сопротивление плоских каналов жидкостных теплообменников;
- в разработке высокоэффективного жидкостного теплопередающего тракта с возвратно-поступательным режимом движения теплоносителя;
- в разработке конструкции гибкой артериальной структуры, обеспечивающей высокий уровень тепло- и массообмена в сложных конструкциях тепловых труб большой протяженности;
- в разработке технологии изготовления высокоэффективных тепловых труб на основе гибких артериальных структур и различных типов раздающих капиллярных систем;
- в определении условий, обеспечивающих максимальную эффективность теплопередачи теплорассеивающих элементов в условиях жестких ограничений на массу и габариты систем охлаждения в целом;
- в разработке метода стабилизации температуры оболочек мощных электронных приборов на основе вторичного использования тепловой энергии, запасенной в «отработанном» теплоносителе;
- в разработке автономных систем охлаждения конкретных типов электронных приборов (аргоновых лазеров, импульсных водородных тиратронов, CO₂-лазеров с возбуждением разрядом постоянного тока, CO₂-лазеров с высокочастотным возбуждением, СВЧ-диодов Ганна);
- в разработке оборудования для быстрого нагрева и охлаждения больших объемов жидкостей в потоке.

Реализация и внедрение результатов работы. Результаты настоящих исследований были использованы в научно-исследовательских работах № 51-76, № 54-78, № 56-81, № 44-83, № 43-84, № 35-86, № 20-24, № 20-08. Основная часть из указанных работ выполнялась по категории – важнейшая.

Системы охлаждения с теплопередающим трактом на основе жидкостной магистрали типа «жидкость – жидкость» и «жидкость – воздух» выпускаются небольшими партиями для обеспечения теплового режима мощных аргоновых лазеров. Встроенная система жидкостного охлаждения с возвратно-

поступательным режимом движения теплоносителя применена в конструкциях волноводных CO₂-лазеров, предназначенных для эксплуатации в полевых условиях. Разработанные принципы и методы проектирования теплоотводящих систем на основе использования установочных элементов и воздушных радиаторов в сочетании с высокоэффективными тепловыми трубами вошли составной частью в программу автоматизированного проектирования импульсных водородных тиратронов на предприятии отрасли. Системы теплоотвода на основе тепловой трубы с гибкой артериальной структурой применены в конструкциях CO₂-лазеров с возбуждением разрядом постоянного тока и CO₂-лазеров с высокочастотным возбуждением, эксплуатируемых на подвижных объектах. Термоэлектрическая система охлаждения применена для обеспечения номинального теплового режима диода Ганна.

Разработанные системы охлаждения позволили улучшить тепловой режим указанных приборов при сохранении их компоновочных схем, снизить потребление энергии на охлаждение и улучшить массо-габаритные показатели устройств в целом.

Ряд теоретических положений диссертации используется в учебном процессе при чтении лекций по курсу «Тепловые процессы в электронике».

Что касается расширения области применения результатов проведенных исследований, то разработанная на их основе энергосберегающая технология быстрого нагрева деионизованной воды для финишной промывки деталей герконов внедрена и продолжает внедряться на предприятии электронной промышленности. Ее использование позволило в 3,7 раза снизить потребление энергии на нагрев воды по сравнению с существующей технологией.

Также внедрена и продолжает внедряться в хозяйствах области энергосберегающая технология быстрого охлаждения молока. Использование разработанных охладителей позволило на 2 часа сократить продолжительность первичной обработки и в 10 раз снизить потребление энергии на охлаждение.

Апробация работы. Основные результаты диссертационной работы докладывались на 1-й региональной научно-технической конференции «Электронное приборостроение» (г. Новосибирск, 1986 г.), II-й отраслевой научно-технической конференции «Непрерывные газовые лазеры» (г. Рязань, 1986 г.), VIII-й конференции «Физика газового разряда» (г. Рязань, 1996 г.), Всероссийской научно-практической конференции «Государственное регулирование агропромышленного комплекса» (г. Рязань, 1999 г.), Общероссийской конференции «Современные наукоемкие технологии» (г. Сочи, 2002 г.), XI-й общероссийской конференции «Физика газового разряда» (г. Рязань, 2002 г.), Межрегиональной научно-практической конференции «Опыт и проблемы государственного регулирования агропромышленного производства и продовольственного рынка» (г. Рязань, 2002 г.), II-й общероссийской конференций «Успехи современного естествознания» (г. Сочи, 2002 г.). Энергосберегающая технология охлаждения молока демонстрировалась на IV Московском международном са-

лоне инноваций и инвестиций (2004 г.), где была удостоена Бронзовой медали.

Публикации. Всего по материалам диссертации опубликовано 63 работы. Из них 28 работ, включая 4 авторских свидетельства и 3 патента на изобретение, опубликованы в центральной печати. 11 работ опубликованы в виде тезисов научных конференций, 24 работы – в трудах университета и других изданиях. Результаты диссертации также вошли в 8 отчетов по НИР.

Личный вклад автора. Все результаты диссертационной работы получены лично автором либо под его непосредственным руководством. Список авторских работ по теме диссертации насчитывает 14 наименований. Остальные 49 работ подготовлены в процессе коллективного творчества.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, восьми глав, заключения, списка литературы и приложения. Работа изложена на 419 страницах машинописного текста, содержит 199 рисунков и 10 таблиц. Список литературы включает 214 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность решаемой проблемы, сформулированы цель и задачи исследований, дано содержание работы по главам, представлены научные положения, выносимые на защиту, показана научная новизна, практическая ценность работы и результаты ее реализации.

В первой главе диссертации представлен краткий аналитический обзор состояния проблемы обеспечения теплового режима изделий электронной техники. Рассмотрены вопросы влияния теплового режима на надежность работы и стабильность выходных параметров различных типов приборов. Проанализированы возможности основных видов теплопередачи, использующихся для их охлаждения. Особое внимание уделено анализу принципов построения индивидуальных охлаждающих систем с теплопередающим трактом на основе жидкостной магистрали, а также систем охлаждения на базе более совершенных теплопередающих элементов – тепловых труб.

Показано, что наряду с необходимостью проведения исследований, направленных на повышение эффективности работы жидкостных систем и поиск новых конструктивных решений капиллярных структур, способствующих максимальному сопряжению тепловых труб с оболочками электронных приборов, немаловажное значение приобретает проблема эффективного рассеяния тепловой энергии в окружающее пространство, а также проблема обеспечения работоспособности приборов в условиях повышенной температуры окружающей среды. Исходя из этого, сформулированы основные направления исследований настоящей работы.

Во второй главе диссертации представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований, направленных на разработку принципов по-

строения систем охлаждения приборов с теплопередающим трактом на основе жидкостной магистрали. Предложен критерий качества для выбора наиболее приемлемого типа теплоносителя. Рассмотрена температурная диаграмма процесса охлаждения приборов, проанализирован полный температурный напор в системе, оценена нижняя граница массовых расходов теплоносителей.

Показано, что процесс проектирования и оптимизации теплопередающей способности жидкостного тракта должен основываться на точных представлениях о потерях гидравлического напора в системе. Приведены основные соотношения для расчета различных видов гидравлических потерь, суммарное значение которых позволяет оценить энергетические затраты, необходимые для реализации требуемого режима движения теплоносителя в системе.

Рассмотрены вопросы, касающиеся выбора параметров нагнетателей и их последующего согласования с жидкостной магистралью. Предложены аналитические соотношения, определяющие зависимость массы, занимаемого объема и к. п. д. центробежных насосов от их мощности. Проанализированные конструктивные особенности стабилизаторов потока, расширительных резервуаров и арматуры жидкостных контуров. Основное внимание при этом уделено анализу основных положений теплового расчета теплообменников наиболее часто используемых при построении индивидуальных охлаждающих систем.

По результатам дальнейших исследований установлено, что в условиях ограниченного гидростатического напора, развиваемого нагнетателем, в каналах теплообменника может быть реализован лишь ламинарный или переходный режим течения с относительно низкой эффективностью теплоотдачи. Показано, что при таких режимах течения наиболее рациональной, с точки зрения построения компактных теплообменников, является прямоугольная форма сечения каналов с высоким значением отношения смежных сторон. Такая форма способствует реализации оптимального соотношения между коэффициентом теплоотдачи и площадью поверхности теплообмена в условиях жестких ограничений на гидравлическое сопротивление каналов теплообменника.

Что касается методов расчета теплоотдачи в таких каналах, то к настоящему времени они достаточно хорошо разработаны, хотя в принципе это утверждение в полной мере распространяется лишь на два предельных случая, соответствующих постоянной по длине канала температуре стенки ($T_{ст} = \text{const}$) или постоянной плотности теплового потока ($q_{ст} = \text{const}$). Однако, как показали исследования, ни одно из этих условий применительно к системам охлаждения электронных приборов не выполняется даже приблизительно.

Как было установлено, температура стенки и линейная плотность мощности вдоль поверхности теплообмена изменяются по экспоненциальному закону. При этом линейная плотность передаваемой мощности может изменяться по длине канала более чем в 10 раз, а неравномерность температуры стенки по его длине составлять более 30 °С. Поэтому применение предпосылок, соответствующих граничным условиям $T_{ст} = \text{const}$ или $q_{ст} = \text{const}$, к описанию процессов

конвективного теплообмена в реальных системах даже в случае первого приближения представляется достаточно грубым. В то же время достаточно грубым является и предположение о постоянстве теплофизических свойств жидкостей, поскольку в процессе движения по каналам динамическая вязкость теплоносителя может изменяться в несколько раз. Поэтому с целью выработки более надежных критериальных соотношений была проведена серия модельных экспериментов по исследованию теплоотдачи в плоских каналах при ламинарном и переходном режимах течения и граничных условиях максимально приближенных к реальным.

Эксперименты проводились на макетах, состоящих из набора стальных прямоугольных пластин, спаянных так, что они образовывали чередующиеся между собой шесть параллельных каналов внутреннего и семь параллельных каналов внешнего контуров теплообменника.

Величина зазоров в исследуемых каналах h устанавливалась в пределах от 1 до 2 мм. Ширина каналов b изменялась в пределах от 30 до 60 мм (при ламинарном режиме течения) и от 8 до 20 мм (при переходном режиме), а их длина $l_{то}$ – от 0,5 до 1 м. Во всех случаях толщина разделительных перегородок оставалась неизменной и составляла 0,7 мм.

Исследования условий теплообмена проводились по общепринятой методике на установке, состоящей из макета исследуемого образца теплообменника, двух электрических нагревателей, набора контрольно-измерительных приборов по определению массового расхода теплоносителя, его начальных и конечных температур, а также перепада температур по толщине стенок каналов.

В качестве рабочей жидкости использовалась вода, средняя температура которой изменялась в пределах от 13 до 60 °С.

Снятие показаний всех измерительных приборов, входящих в состав экспериментальной установки производилось после выхода системы на установившийся тепловой режим при заданном значении объемного расхода теплоносителя и его температур на входе каналов внутреннего и внешнего контуров исследуемого макета.

Обработка результатов исследований осуществлялась в программе «MathCAD» по общепринятой методике, которая заключалась в следующем.

Прежде всего, исходя из значений температур воды на входе и выходе внутреннего и внешнего контуров теплообменника, рассчитывались ее средние значения, по которым устанавливались соответствующие им значения плотности ρ , удельной теплоемкости c , вязкости μ и теплопроводности λ .

Далее, исходя из значения объемного расхода воды G , по формулам:

$$Q_{г} = c_{г} \rho_{г} G_{г} (T_{г,1} - T_{г,2}); \quad Q_{х} = c_{х} \rho_{х} G_{х} (T_{х,2} - T_{х,1}), \quad (1)$$

определялись значения мощности, отдаваемой горячей и поглощаемой холодной водой соответственно, после чего рассчитывалось усредненное значение мощности теплообменника \bar{Q} . Здесь T – температура. Индексы «г» и «х» при

обозначениях соответствуют теплоносителю внутреннего и внешнего контура теплообменника. Индексы «1» и «2» характеризуют теплофизические параметры теплоносителей на входе и выходе его каналов.

Затем по формулам:

$$\Delta T_{\ln, \Gamma} = \frac{(T_{\Gamma,1} - T_{\text{ст},\Gamma,1}) - (T_{\Gamma,2} - T_{\text{ст},\Gamma,2})}{\ln[(T_{\Gamma,1} - T_{\text{ст},\Gamma,1}) / (T_{\Gamma,2} - T_{\text{ст},\Gamma,2})]},$$
$$\Delta T_{\ln, X} = \frac{(T_{\text{ст},X,2} - T_{X,2}) - (T_{\text{ст},X,1} - T_{X,1})}{\ln[(T_{\text{ст},X,2} - T_{X,2}) / (T_{\text{ст},X,1} - T_{X,1})]}$$
(2)

рассчитывались значения среднелогарифмических температурных напоров во внутреннем и внешнем контурах теплообменника, исходя из которых, определялись средние значения соответствующих коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{\bar{Q}}{F \Delta T_{\ln, \Gamma}}; \quad \alpha_X = \frac{\bar{Q}}{F \Delta T_{\ln, X}},$$
(3)

где $T_{\text{ст}}$ – температура стенки; F – площадь поверхности теплообмена.

И, наконец, по формулам:

$$\text{Nu} = \frac{2\alpha h}{\lambda}; \quad \text{Re} = \frac{2\dot{m}}{\mu N b}; \quad \text{Pr} = \frac{\mu c}{\lambda}$$
(4)

рассчитывались значения критериев Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля. Здесь \dot{m} – массовый расход теплоносителя; N – число каналов в контуре.

В дальнейшем результаты экспериментов, полученные в процессе исследований теплоотдачи при ламинарном режиме течения ($\text{Re} < 2300$), обрабатывались методом теории подобия и обобщались в виде общепринятой критериальной зависимости:

$$\text{Nu} = C \text{Re}^m \text{Pr}^n \kappa.$$
(5)

Значение констант C и κ , а также показателей степени m и n при критериях Re и Pr в уравнении (5) определялись численно с аппроксимацией экспериментальных значений методом наименьших квадратов.

По результатам математической обработки опытных данных, средние значения этих констант составляют:

$$C = 1,91; \quad m = 0,17; \quad n = 0,17; \quad \kappa = 1.$$
(6)

С учетом полученных значений, выражение (5) принимает вид:

$$\text{Nu} = 1,91 \text{Re}^{0,17} \text{Pr}^{0,17}.$$
(7)

Как показывает анализ, в диапазоне значений $\text{Re} < 800$ максимальное среднеквадратичное отклонение результатов эксперимента от расчетных значений Nu составляет менее 3%. На остальных участках диапазона, соответствующего ламинарному режиму течения, оно не превышает 5%.

Обработка результатов, полученных при исследовании теплоотдачи в переходном режиме течения теплоносителя ($2300 < \text{Re} < 10000$), в части касающейся расчета значений критериев Nu , Re и Pr , производилась по методике, из-

ложенной выше. Однако, как показал дальнейший анализ, обобщение массива экспериментальных данных уравнением вида (5) приводит к существенным погрешностям в области малых значений критерия Re . В то же время в процессе поиска подходящей зависимости было установлено, что более точное описание условий теплоотдачи при данном режиме течения может быть получено при обобщении экспериментальных результатов соотношением вида:

$$Nu = C(a + Re^m)Pr^n, \quad (8)$$

где a – некоторая константа.

По результатам математической обработки массива опытных данных было установлено, что средние значения искомым констант в уравнении (8), с учетом округления, составляют:

$$C = 0,37; a = -27; m = 0,5; n = 0,43. \quad (9)$$

С учетом этого, выражение (8) принимает вид:

$$Nu = 0,37(Re^{0,5} - 27)Pr^{0,43}. \quad (10)$$

По результатам анализа, в диапазоне значений $2300 < Re < 4500$ максимальное среднеквадратичное отклонение результатов эксперимента от расчетных значений Nu составляет менее 15%. На остальном участке диапазона, соответствующего переходному режиму течения, оно не превышает 7%.

Далее показано, что деформация стенок в условиях значительного перепада давлений в смежных контурах теплообменника приводит к изменению условий формирования коэффициентов теплоотдачи α в его каналах.

Экспериментальное исследование влияния упругих деформаций на величину эквивалентного диаметра каналов производилось на установке, состоящей из макета исследуемого канала, вакуумного насоса, манометра, и измерителя линейных перемещений – индикатора часового типа 1 МИГ ГОСТ 9996-82 с ценой деления 1 мкм.

Исследуемый канал имел ширину 60 мм, величину зазора 1 мм и длину 1000 мм. В качестве материала стенок использовалась нержавеющая сталь 12Х18Н10Т толщиной 1,5 мм. Величина действующей на стенки распределенной нагрузки задавалась путем откачки воздуха из объема канала.

Как следует из результатов проведенных измерений, форма прогиба стенок близка к параболической. Поэтому, исходя из площади проходного сечения и смачиваемого периметра, значения эквивалентных диаметров смежных каналов (при $b \gg h$) могут быть рассчитаны с помощью соотношения

$$d_{\text{эkv}} = 2(h \pm 1,33\zeta_{\text{max}}), \quad (11)$$

в котором знак «+» соответствует каналу, находящемуся под более высоким давлением. Здесь ζ_{max} – величина прогиба в центральной части канала.

Помимо изменения условий теплоотдачи, изменение эквивалентного диаметра каналов оказывает существенное влияние на их проницаемость. Поскольку деформации разделительных перегородок неизбежны, величина их прогиба может быть уменьшена путем выбора соответствующей толщины

стенки. В качестве критерия, определяющего выбор этого параметра, может выступать предельно допустимое снижение проницаемости порядка 15%, при котором еще возможна ее компенсация за счет изменения гидравлического сопротивления остальных элементов жидкостной магистрали. В этом случае максимальная величина прогиба стенок не должна превышать значения

$$\zeta_{\max} = 0,04h. \quad (12)$$

Исходя из этого, в целях обеспечения требуемой жесткости, минимальная толщина и материал стенок каналов должен удовлетворять условию

$$\delta_{\text{ст}} = \sqrt[3]{\frac{0,0284 \Delta P b^4}{0,04h E [1 + 1,056 (b/l_{\text{то}})^5]}}, \quad (13)$$

где ΔP – перепад давлений; E – модуль Юнга.

Следует отметить, что поскольку стенка вносит дополнительное термическое сопротивление в теплопередающий тракт системы, помимо высокой жесткости ее материал должен обладать максимально возможным значением коэффициента теплопроводности.

В качестве других мер, направленных на уменьшение термического сопротивления жидкостного тракта, рассмотрены вопросы интенсификации условий теплообмена в каналах. Показано, что малые гидравлические диаметры и специально развитые поверхности теплообмена, способствующие непрерывному разрушению ламинарного пограничного слоя, позволяют обеспечить более высокую эффективность теплоотдачи по сравнению с гладкими каналами.

Исследуемая поверхность выполнялась из алюминия и представляла собой систему смещенных стержневых ребер, соосно расположенных по обеим сторонам плоской теплопередающей перегородки. Ребра имели постоянную по высоте квадратную форму сечения, а их диагонали располагались параллельно направлениям движения теплоносителей.

Межреберное пространство такой поверхности образует развитую сеть коротких каналов с длиной, равной ширине b_p поперечного сечения стержневых ребер, и эквивалентным диаметром, равным:

$$d_{\text{эkv}} = \frac{2\delta h_p}{\delta + h_p}, \quad (14)$$

где δ – ширина межреберных зазоров; h_p – высота ребер.

Геометрические размеры оребрения изменялись в следующих пределах: ширина поперечного сечения ребер – от 3 до 5 мм; высота ребер – от 8 до 14 мм; ширина межреберных зазоров – от 1 до 2 мм. Толщина теплопередающих перегородок во всех случаях оставалась постоянной и составляла 4 мм.

Исследование условий теплоотдачи в системе стержневых смещенных ребер осуществлялось на установке, описанной выше. Эксперименты проводились с водой, средняя температура которой изменялась в пределах от 10 до 40 °С. Скорость воды в каналах из-за их значительного гидравлического сопротивления варьировалась в относительно узких пределах, соответствующих диа-

пазону $30 < Re < 520$.

Предварительная обработка полученных результатов производилась по методике, изложенной в части, касающейся исследований теплообмена в каналах при ламинарном режиме течения. Основным отличием являлось лишь то, что расчеты коэффициентов теплоотдачи и, соответственно, значений критериев Nu , Re и Pr производились с учетом неизбежной неравномерности температуры поверхности ребер по их высоте.

Дальнейшая математическая обработка массива экспериментальных результатов осуществлялась методом теории подобия в виде критериального соотношения (5), в котором корректирующая функция κ , представляющая собой зависимость

$$\kappa = \left[\frac{d_{\text{ЭКВ}}}{b_p} \right]^g, \quad (15)$$

учитывает влияние начального теплового участка.

Как было установлено, значения констант C , m , n и g в уравнениях (5) и (15), с учетом округления, принимают следующие значения:

$$C = 0,232; m = 0,6; n = 0,52; g = 0,52. \quad (16)$$

С учетом этого, критериальное уравнение (5), описывающее теплоотдачу в системе стержневых смещенных ребер принимает вид:

$$Nu = 0,232 Re^{0,6} Pr^{0,52} \left[\frac{d_{\text{ЭКВ}}}{b_p} \right]^{0,52}. \quad (17)$$

Согласно анализу, максимальное среднеквадратичное отклонение результатов эксперимента от расчетных значений критерия Nu составляет менее 5%.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета оптимизированных по массе и габаритам высокоэффективных жидкостных систем, а также сформулирован ряд практических рекомендаций по выбору основных геометрических параметров проектируемых устройств.

В третьей главе диссертации представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований физических процессов, лежащих в основе работы высокоэффективных тепловых труб большой протяженности. В ходе комплексного анализа выбран наиболее приемлемый тип теплоносителя, а также определен набор материалов, пригодных для изготовления корпуса и капиллярных систем тепловых труб. Показано, что для обеспечения высокой осевой проницаемости в тепловых трубах сложной конфигурации целесообразно использование гибких артериальных структур.

Для достижения этой цели разработана конструкция гибкой артерии на основе навитой с определенным шагом цилиндрической спирали, выполненной из материала, совместимого с теплоносителем [А. с. № 1108323]. Предложенная конструкция обладает высокой гибкостью и имеет возможность стыковки с

различными типами раздающих капиллярных структур. Это делает ее не критичной к конструктивному исполнению участков теплообмена и, тем самым, способствует максимальному сохранению компоновочных схем охлаждаемых приборов и устройств.

В результате теоретических и экспериментальных исследований условий массообмена в гибких артериальных структурах получены аналитические соотношения, устанавливающие взаимосвязь основных рабочих характеристик с геометрическими параметрами артерий.

Как установлено, осевая проницаемость спирального канала может быть описана полуэмпирической зависимостью

$$k_0 = \frac{d_c^2}{32} \left(1 + 2,57 \cdot 10^{-1} \frac{d_n}{d_c} + 5,75 \cdot 10^{-2} \frac{d_n^2}{d_c^2} \right), \quad (18)$$

где d_c – внутренний диаметр спирали; d_n – диаметр проволоки. Сомножитель в скобках характеризует увеличение проницаемости артерии по сравнению с гладким цилиндрическим каналом за счет дополнительных межвитковых объемов с учетом частичного защемления жидкости витками спирали.

Выражение для радиальной проницаемости спиральной оболочки

$$k_p = 0,1 d_n^2 \left(\frac{z}{d_n} - 1 \right)^{2,52} \quad (19)$$

получено в результате анализа движения теплоносителя через щелевой зазор переменного сечения. Здесь z – шаг спирали.

Экспериментальная проверка подтвердила справедливость данного выражения в области значений шага намотки спиралей

$$d_n < z \leq 1,2 d_n,$$

что вполне приемлемо для обеспечения требуемого капиллярного напора.

Выражение для максимального капиллярного давления, развиваемого оболочкой спирального канала, для случая выпукло-вогнутой поверхности жидкости в межвитковых зазорах получено из уравнения Лапласа

$$P = 2\sigma \cos \theta \left[\frac{1}{a_0 + \delta} - \frac{1}{(d_c + d_n) \cos \theta - (a_0 + \delta)(1 - \sin \theta)} \right], \quad (20)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости; θ – краевой угол смачивания; a_0 – среднее значение межвитковых зазоров, $a_0 = z - d_n$.

В данное уравнение введен коэффициент δ , характеризующий технологическую неоднородность межвитковых зазоров, приводящую к снижению капиллярного давления. Как показали исследования, значение этого коэффициента в реальных конструкциях не превышает $1,21 \cdot 10^{-2} d_n$.

На основании полученных соотношений, а также по результатам дальнейших исследований разработана методика расчета гибких артериальных систем, что позволило сформулировать последовательность процесса конструирования артериальных тепловых труб с различными типами раздающих капил-

лярных структур (сеточные полотна, каналы, выполненные методом электроискрового фрезерования и спеченные медные порошки).

В процессе отработки основных технологических приемов изготовления тепловых труб с различными капиллярными структурами были разработаны: технология получения гибких артериальных структур большой протяженности; конструкция электроискрового станка, позволяющая за счет использования матричного электрод-инструмента более чем на порядок увеличить скорость фрезерования канальных капиллярных структур; технология изготовления объемных капиллярных структур методом порошковой металлургии; технология откачки и заполнения артериальных тепловых труб теплоносителем.

Испытания конкретных образцов тепловых труб, спроектированных и изготовленных по результатам проведенных исследований, показали хорошее соответствие с расчетом, а также позволили сделать вывод о высоких транспортных характеристиках гибких артериальных структур и их технологичности.

В четвертой главе диссертации приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по созданию методов проектирования тепло-рассеивающих элементов внешнего контура рассмотренных систем.

В качестве базовой модели теплорассеивающего элемента артериальных тепловых труб исследован воздушный радиатор на основе тонких кольцевых ребер прямоугольного сечения. Выбор данной конструкции обусловлен ее высокой технологичностью в условиях малосерийного производства и возможностью наиболее полного использования объема, отведенного под систему.

Показано, что наиболее важной особенностью таких элементов является наличие оптимума в зависимости их параметра теплопередачи от величины внутреннего радиуса кольцевых ребер. Поскольку данная величина определяется габаритами теплопередающего тракта, то использование тепловых труб в системах охлаждения приборов позволяет относительно легко реализовать ее оптимальное значение и, тем самым, повысить эффективность теплообмена с окружающей средой при минимально возможной массе радиатора.

В результате теоретического анализа получено аналитическое соотношение, определяющее максимальное значение параметра теплопередачи единичного кольцевого ребра, которое может быть достигнуто в условиях ограничений на внешние габариты теплорассеивающего элемента:

$$K = \frac{3,8 \pi \alpha r_2^2}{1,69 + m r_2}, \quad (21)$$

где r_2 – внешний радиус ребра; $m = (2\alpha/(\lambda_p \cdot b_p))^{0,5}$; b_p – толщина ребра; λ_p – коэффициент его теплопроводности.

Величина внутреннего радиуса ребра r_1 , при котором обеспечивается данное соотношение, может быть найдено из условия:

$$m r_1 = \frac{0,95 (m r_2)^2}{1,69 + m r_2}, \quad (22)$$

полученного путем аппроксимации функций Бесселя в диапазоне рабочих значений основных характеристик теплорассеивающей системы.

Реализация полученных соотношений при проектировании теплорассеивающих элементов, содержащих большое количество ребер, требует оптимизации по толщине отдельных пластин и величине межреберных зазоров, при которых обеспечивается максимальная эффективность теплообмена с окружающей средой.

Показано, что толщина ребер при этом должна удовлетворять условию:

$$s = b_p \left(1 + \frac{3,38}{m r_2} \right), \quad (23)$$

где s – величина межреберных зазоров.

В процессе решения критериальных уравнений для свободноконвективного теплообмена в каналах прямоугольной формы установлено, что в случае кольцевых ребер оптимальная величина s может быть найдена из выражения:

$$Ra \frac{s}{2 r_2} = 43,76 \left(0,87 + \frac{b_p}{s} \right)^{1,33}, \quad (24)$$

где $Ra = Gr \cdot Pr$ – критерий Релея; Gr – критерий Грасгофа.

Для воздушного радиатора, выполненного в виде квадратных ребер, справедливо соотношение:

$$Ra \frac{s}{h_p} = 52,79 \left(0,87 + \frac{b_p}{s} \right), \quad (25)$$

где h_p – высота ребер.

На основании полученных аналитических соотношений разработаны методики расчета теплорассеивающих элементов тепловых труб систем охлаждения электронных приборов, выполненных на основе установочных конструктивных элементов и воздушных радиаторов, работающих в условиях естественной и вынужденной конвекции.

Все сказанное выше в полной мере применимо также для расчета воздухоохлаждаемых теплообменников систем «жидкость – воздух». Однако, как показывает опыт построения мощных систем, относительно большое гидравлическое сопротивление пластинчатых радиаторов вызывает необходимость использования мощных вентиляторов с высоким уровнем шума. Поскольку в большинстве случаев последний фактор жестко регламентирован, была исследована возможность реализации теплообменников со спирально-проволочным оребрением [Пат. № 2023227], которое хорошо сочетается с широко распространенными в электронном приборостроении вентиляторами типа ВН-2 и ВВФ-12М.

Конструктивно теплорассеивающий элемент представляет собой тонкую трубу, на внешней поверхности которой навита плотно виток к витку и закреп-

лена мягким припоем проволочная спираль. Площадь поверхности теплообмена такого оребрения в π^2 раз превышает площадь поверхности несущей трубы и практически не зависит от диаметра проволоки и диаметра спирали. В то же время эти параметры оказывают существенное влияние на эффективность теплопередачи, а также на массу и габариты теплообменника.

Прежде всего отметим, что каждая половина витка спирали может рассматриваться как цилиндрическое ребро постоянного сечения. С увеличением диаметра проволоки d_n площадь поверхности таких ребер возрастает. Одновременно с этим уменьшается коэффициент их теплоотдачи, а также количество ребер в теплорассеивающем элементе. В результате анализа совместного влияния этих факторов получено аналитическое соотношение, определяющее диаметр проволоки, при котором значение линейного коэффициента теплопередачи теплорассеивающего элемента максимально:

$$d_n = 1,793 \left(\frac{\rho \vartheta \lambda^2 d_c^4}{\mu \lambda_n^2} \right)^{0,33}, \quad (26)$$

где ρ , λ и μ – плотность, коэффициент теплопроводности и динамическая вязкость воздуха; ϑ – средняя скорость его потока; λ_n – коэффициент теплопроводности материала проволоки.

Что касается влияния диаметра спирали d_c в уравнении (26), то, как следует из результатов экспериментов, его роль в формировании линейного коэффициента теплопередачи теплорассеивающего элемента неоднозначна и зависит от диаметра трубы d_T , несущей оребрение.

В частности, при относительно малых значениях диаметра спиралей $d_c/d_T < 1$, из-за сильного взаимного экранирования витков, в теплообмене участвует только около четверти их полной поверхности. С ростом d_c проницаемость спирали возрастает, что приводит к росту линейного коэффициента теплопередачи. Одновременно это приводит к уменьшению числа витков на единице длины элемента и соответственно к росту тепловой нагрузке на ребро. Связанное с этим увеличение неравномерности температуры по длине ребра приводит к уменьшению линейного коэффициента теплопередачи, что в полной мере проявляется при $d_c/d_T > 1$. Исходя из этого, оптимальное значение диаметра спирали должно удовлетворять условию:

$$\frac{d_c}{d_T} = 1. \quad (27)$$

На основе полученных аналитических соотношений разработана методика расчета оребрения воздухоохлаждаемых теплообменников применительно к системам охлаждения «жидкость – воздух».

В пятой главе диссертации представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на обеспечение теплового режима электронных приборов, работающих в условиях повышенной температуры окружающей

среды. Рассмотрены вопросы проектирования термоэлектрических холодильников на базе унифицированных термобатарей типа «Селен» и «ТЭМО», а также вопросы стабилизации теплового режима электронных приборов в условиях изменения температуры окружающей среды.

Показано, что использование унифицированных термоэлектрических батарей существенно упрощает процесс конструирования малогабаритных систем охлаждения приборов. В данном случае он сводится к выбору оптимального количества каскадов и соответствующего количества термобатарей, позволяющих обеспечить заданный уровень холодопроизводительности при минимальных затратах энергии на охлаждение.

В настоящей работе для проведения такого выбора предложен метод нагрузочных характеристик, реализованный на модификациях термоэлектрических модулей типа «Селен» (С3-4, С4-2, С5-1).

По результатам экспериментальных исследований и математической обработки полученных данных было установлено, что наиболее точному описанию нагрузочных характеристик термоэлектрических батарей типа «Селен» удовлетворяет полином третьей степени:

$$\Delta T = A + BI + CI^2 + DI^3, \quad (28)$$

где ΔT – величина создаваемого перепада температуры; I – ток.

Коэффициент A учитывает влияние мощности Q , подводимой к холодным спаям термоэлемента. Математическая обработка экспериментальных данных привела к аналитическому выражению

$$A = -\frac{64,1Q}{n}, \quad (29)$$

где n – число пар (р-п) элементов в каскаде.

Зависимости коэффициентов B , C и D от температуры (в градусах Цельсия) представляются линейными функциями:

$$B = 8,42 + 8,2 \cdot 10^{-2}T; \quad C = -0,5 - 0,01T; \quad D = 8,3 \cdot 10^{-3} + 4,4 \cdot 10^{-4}T. \quad (30)$$

Мощность, потребляемая термобатареями, определяется исходя из температурной зависимости сопротивления термоэлементов. В результате математической обработки экспериментальных данных было установлено, что величина их сопротивления может быть представлена линейной зависимостью

$$R = 7,1 \cdot 10^{-3} + 6,3 \cdot 10^{-5}T. \quad (31)$$

Полученные в ходе исследований нагрузочных характеристик математические соотношения позволяют рассчитать режим работы термоэлектрических модулей типа «Селен» в одно- и многокаскадных системах охлаждения.

Установлено, что проектирование термоэлектрических холодильников типа «ТЭМО» целесообразно проводить в соответствии с общепринятой методикой с использованием температурных зависимостей добротности, коэффициента термо-э.д.с., коэффициента теплопередачи и сопротивления термобатарей, установленных в процессе проведения соответствующих экспериментов. При

этом в качестве отдельного термоэлемента следует считать отдельную термоэлектрическую батарею.

Испытания термоэлектрических холодильников, разработанных на основе указанных термоэлектрических модулей, показали достаточно высокое соответствие с расчетом. Расхождение не превышает 2 °С. Показано, что введение в регулируемый источник питания электронной следящей системы позволяет существенно повысить стабильность температуры охлаждаемого объекта.

Другой способ стабилизации теплового режима касается мощных электронных приборов, охлаждаемых по рассмотренной выше двухконтурной схеме, и основывается на использовании тепловой энергии, запасенной в «отработанном» теплоносителе.

Принцип его реализации заключается в следующем. В режиме термостатирования температура теплоносителя внутреннего контура системы контролируется термочувствительным элементом, установленным в непосредственной близости от выхода центробежного нагнетателя. При ее отклонении термочувствительный элемент вырабатывает пропорциональный сигнал, который подается на вход активной системы термостатирования, изменяющей пропускную способность обводного патрубка, шунтирующего внутренний контур жидкостного теплообменника. Это, в свою очередь, приводит к соответствующему изменению потока горячего теплоносителя, подаваемого непосредственно на вход центробежного нагнетателя, где он практически мгновенно перемешивается с основным потоком холодного теплоносителя, поступающего из теплообменника. Автоматическое регулирование соотношения смешиваемых потоков позволяет активно воздействовать на изменение температуры промежуточного теплоносителя и стабилизировать ее при сравнительно небольших энергетических затратах на управление.

Оценка работоспособности предлагаемого способа осуществлялась путем его реализации в жидкостной системе охлаждения ионных лазеров типа ЛГН-512 с рассеиваемой мощностью 25 кВт. Результаты испытаний, а также опыт длительной эксплуатации разработанного устройства показали высокую устойчивость системы к резким колебаниям режима водоснабжения. При этом максимальное значение амплитуды колебаний температуры промежуточного теплоносителя не превышает $\pm 0,5$ °С.

В шестой главе диссертации приведены результаты практического использования разработанных принципов построения систем охлаждения с теплопередающим трактом на основе жидкостной магистрали. Проанализированы возможности систем охлаждения двух типов ионных лазеров с рассеиваемой мощностью до 25 кВт. Отмечено, что для улучшения теплового режима и эксплуатационных характеристик данных приборов целесообразно использование жидкостных теплообменников с каналами в виде плоского зазора [Пат. № 2160986], а также воздухоохлаждаемых теплообменников со спирально-проволочным оребрением [Пат. № 2023227]. Предложен новый принцип по-

строения систем охлаждения типа «жидкость – воздух» волноводных CO_2 -лазеров с тепловыделением 40 Вт. Представлены конструкции разработанных систем и результаты исследований теплового режима охлаждаемых приборов.

Показано, что использование теплообменников с каналами в виде плоского зазора в системах охлаждения ионных лазеров типа ЛГН-512 с рассеиваемой мощностью 25 кВт, позволяет поддерживать температуру оболочек разрядных каналов на расчетном уровне 87,2 °С. Предлагаемая система состоит из легко-разборного теплообменника, нагнетателей низкого и высокого давлений, стабилизатора пульсаций потока теплоносителя внутреннего контура (дистиллированная вода) и резервуара с запасом теплоносителя. В ее состав также входит электронный блок управления, контролирующей работу системы и обеспечивающий отключение лазера при возникновении аварийных ситуаций.

Система охлаждения выполнена в виде моноблока с габаритными размерами 640×680×280 мм и массой 57 кг. Энергопотребление на прокачку теплоносителя внутреннего контура не превышает 800 Вт. По сравнению с аналогичными системами, разработанный охладитель обеспечивает указанный тепловой режим лазера при двукратном снижении расхода потребляемой воды и одновременном уменьшении массо-габаритных показателей более чем в 2 раза.

Следует также отметить, что данная разработка является базовым вариантом. При более полной комплектации она дополняется активной системой термостатирования, принцип работы которой поясняется в пятой главе.

Для обеспечения тепловых режимов ионных лазеров с тепловыделением до 12,5 кВт разработана конструкция автономной системы охлаждения типа «жидкость – воздух». Ее структурная схема аналогична описанной выше. Различие заключается лишь в том, что рассеяние тепловой энергии, запасенной в промежуточном теплоносителе, осуществляется с помощью воздухоохлаждаемого теплообменника со спирально-проволочным оребрением, и панели с набором осевых малошумящих вентиляторов ВН-2.

Теплообменник выполнен в виде выносного блока с габаритными размерами 590×830×200 мм. Это позволяет размещать его за пределами рабочего помещения или закреплять вертикально на внешней поверхности стены здания или корпуса подвижного объекта.

Результаты испытаний и последующий опыт длительной работы в сочетании с лазером типа ЛГ-106М свидетельствуют о высокой эффективности и экономичности предлагаемой системы. При отводе мощности 12,5 кВт и температуре окружающей среды 30 °С система охлаждения поддерживает температуру оболочки разрядного канала на уровне 94,8 °С. С уменьшением температуры окружающей среды температура оболочки разрядного канала снижается практически линейно и при 20 °С находится на уровне 85,4 °С. Мощность, потребляемая системой, составляет 790 Вт. Время выхода на рабочий тепловой режим не превышает 15 мин.

В плане дальнейшего развития двухконтурных систем предлагается сис-

тема охлаждения типа «жидкость – воздух» с возвратно-поступательным режимом движения теплоносителя. Предлагаемая система охлаждения состоит из двухкамерного электромагнитного нагнетателя, жидкостной магистрали, воздушного теплообменника, компенсатора теплового расширения теплоносителя и источника импульсного питания, работающего в режиме двухтактного автогенератора.

Электромагнитный нагнетатель выполнен в виде двух сопряженных электромагнитов, между сердечниками которых установлен подвижный якорь, закрепленный в корпусе нагнетателя с помощью кольцевого резинового амортизатора. Якорь, выполняющий роль поршня, разделяет объем нагнетателя на две равные части, образуя рабочие камеры, которые сообщаются друг с другом через жидкостную магистраль.

Под действием импульсного напряжения, подаваемого на обмотки электромагнитов, поршень, совершая колебательное движение, обеспечивает последовательную перекачку теплоносителя из одной камеры в другую. В результате возвратно-поступательного движения теплоносителя осуществляется непрерывный перенос тепловой энергии от участка нагрева к участкам охлаждения с последующим рассеянием ее в окружающую среду с помощью воздушного радиатора, установленного в непосредственной близости от нагнетателя.

На основании разработанных в данной главе теории и принципов построения таких устройств спроектирована и изготовлена встроенная система охлаждения волноводного CO_2 -лазера с рассеиваемой мощностью 20 Вт. Возвратно-поступательный режим движения теплоносителя (5,6 г метанола) обеспечивается с помощью электромагнитного нагнетателя с диаметром поршня 38 мм и амплитудой колебаний 1 мм. Для рассеяния тепловой мощности используется воздушный радиатор с площадью поверхности 0,29 м². Протяженность жидкостной магистрали, при ее внутреннем диаметре 2 мм, составляет 0,65 м.

Показано, что при частоте колебаний поршня 0,3 Гц и температуре окружающей среды 22 °С температура оболочки разрядного капилляра поддерживается на уровне 36,5 °С. Мощность, потребляемая нагнетателем на данной частоте составляет 4 Вт. Время выхода лазера на расчетный тепловой режим не превышает 6 минут.

Предлагаемая система не требует переработки активных элементов лазеров, не критична к расположению в пространстве и, благодаря своей абсолютной герметичности, может надежно функционировать в условиях разрядки.

В седьмой главе диссертации представлены результаты практической реализации автономных систем на основе артериальных тепловых труб. Проведен детальный анализ возможностей систем охлаждения, использующихся для обеспечения теплового режима импульсного водородного тиратрона, CO_2 -лазера с возбуждением разрядом постоянного тока, CO_2 -лазера с высокочастотным возбуждением и СВЧ-диода Ганна. Отмечено, что для улучшения теплового режима и эксплуатационных параметров указанных приборов целесообразно

использование систем охлаждения на базе высокоэффективных тепловых труб. Рассмотрены особенности применения тепловых труб в системах охлаждения лазеров с высокочастотным возбуждением и малогабаритных СВЧ-диодов. Представлены конструкции автономных систем охлаждения и результаты исследований теплового режима указанных типов приборов.

Показано, что эффективность теплоотвода от оболочек металлокерамических водородных тиратронов может быть существенно повышена использованием в качестве теплорассеивающего элемента установочной панели. При правильном выборе геометрических размеров и материала панели она позволяет обеспечить снижение температуры катодно-сеточного узла тиратрона примерно на 100 °С при одновременном уменьшении массы электродного блока более чем на 0,3 кг.

Установлено, что использование артериальной тепловой трубы, сочлененной с воздушным радиатором, позволяет поддерживать температуру анодного узла импульсного водородного тиратрона на уровне, не превышающем 115 °С. При этом перепад температуры между испарительной и конденсаторной зонами тепловой трубы составляет около 7 °С, что свидетельствует о высокой эффективности теплопередачи по сравнению с кондуктивным элементом, выполненным из меди, и более чем на 0,32 кг снижает его массу.

Показано, что применение гибких тепловых труб большой протяженности способствует максимальному сохранению компоновочных схем электронных приборов и упрощает эксплуатацию CO₂-лазеров с возбуждением разрядом постоянного тока. Кроме того, разработанная система охлаждения не требует затрат энергии на прокачку теплоносителя и, таким образом, позволяет снизить потребление энергии устройством на 18 – 47 Вт, а также более чем на 14 кг уменьшить его массу. Помимо указанных особенностей система охлаждения на базе гибкой тепловой трубы с плоским конденсатором имеет возможность сочленения с термоэлектрическим холодильником, созданным на базе унифицированных модулей типа «Селен». Это позволяет повысить температурную стабильность лазерного излучения и более чем в 1,4 раза увеличить его мощность.

Для обеспечения теплового режима CO₂-лазера с высокочастотным возбуждением [А. с. № 1271308, А. с. № 1210632, А. с. № 290031] предложена конструкция системы охлаждения с теплопередающим трактом, выполненным в виде двух цельнометаллических тепловых труб, сочлененных общим воздушным радиатором. В данном случае тепловые трубы выполняют роль проводников системы возбуждения, включенных по схеме четвертьволнового короткозамкнутого контура. Это создает условия для развязки по высокой частоте между линией возбуждения и развитой поверхностью теплорассеивающего элемента. Дополнительные экспериментальные исследования по влиянию частоты накачки на мощность излучения лазера, а также неравномерности энерговыклада на распределение продуктов диссоциации углекислого газа по длине разрядного канала позволили разработать конструкцию автономной системы охлажде-

ния, выполненной в едином блоке с активным элементом лазера. По результатам испытания разработанной конструкции установлено, что при выделяющейся в разрядном канале мощности 40 Вт система охлаждения поддерживает температуру разрядного канала на уровне 37 °С. По сравнению с жидкостным теплопередающим трактом система охлаждения на базе цельнометаллических тепловых труб позволяет уменьшить потребление мощности на 20 – 30 Вт и примерно на 12 кг уменьшить массу прибора в целом.

Показано, что использование тепловых труб в сочетании с термоэлектрическим холодильником позволяет свести к минимуму паразитные тепловые потоки, поступающие на холодные спаи термоэлектрического модуля, и тем самым обеспечить высокую эффективность охлаждения СВЧ-диода Ганна, работающего в условиях повышенной температуры окружающей среды. По результатам испытаний разработанной конструкции установлено, что при мощности, выделяющейся в диоде, порядка 2,7 Вт и температуре корпуса электронного блока 70 °С, термоэлектрический холодильник обеспечивает температуру диода Ганна на уровне 21 °С. Перепад температуры по теплопередающему тракту при этом не превышает 4 °С. Указанный тепловой режим обеспечивается при токе термоэлектрического холодильника 4,1 А, что соответствует мощности, потребляемой системой охлаждения, около 10 Вт. В соответствии с этим к.п.д. разработанной системы составляет более 30%. Время выхода прибора на установившийся тепловой режим не превышает 3,5 мин.

Восьмая глава диссертации посвящена расширению области применения результатов диссертационной работы на примерах построения энергосберегающих технологий быстрого нагрева и охлаждения больших объемов жидкостей в потоке для предприятий электронной и молочной промышленности. Проведен комплексный анализ технологических процессов, используемых для нагрева деионизованной воды и охлаждения молока в условиях непосредственного производства. Установлено, что для максимального снижения энергетических затрат, улучшения эксплуатационных характеристик оборудования и повышения качества вырабатываемого продукта целесообразно применение высокоэффективных жидкостных теплообменников.

Показано, что максимальное снижение энергетических затрат в технологическом процессе проточного нагрева деионизованной воды для финишной промывки деталей герконов может быть обеспечено за счет вторичного использования тепловой энергии, запасенной в «отработанной» воде, отправляемой на слив. В данном случае электрическая мощность нагревателя расходуется лишь на поддержание относительно небольшого температурного напора в теплообменнике и компенсацию необратимых тепловых потерь в системе:

$$Q_{\text{н}} = \frac{c^2 \dot{m}^2 (T_2 - T_1)}{KF + c \dot{m}} + Q_{\text{п}}, \quad (32)$$

где $Q_{\text{п}}$ – мощность необратимых потерь; \dot{m} – массовый расход деионизованной

воды; K – коэффициент теплопередачи теплообменника; F – его площадь; T_2 и T_1 – температура воды в промывочной ванне и ее исходная температура.

Для реализации такого процесса разработан и изготовлен комплекс оборудования с производительностью 180 л/ч, состоящий из двухконтурного жидкостного теплообменника [Пат. № 2233582], маломощного проточного электронагревателя и электронного блока управления, обеспечивающего стабилизацию температуры воды в промывочной ванне на уровне 80 ± 3 °С.

В ходе испытаний и длительной эксплуатации разработанного оборудования установлено, что при уровне необратимых тепловых потерь в системе порядка 3,7 кВт использование высокоэффективного жидкостного теплообменника с параметром теплопередачи $KF = 5,0$ кВт/°С позволяет снизить мощность на нагрев воды с 16,3 кВт до 4,4 кВт. При двухсменной работе предприятия это обеспечивает годовую экономию электроэнергии на каждой технологической линейке около 49690 кВт·час. При такой экономии окупаемость предлагаемого оборудования не превышает шести месяцев.

Дальнейшая апробация разработанных принципов проектирования высокоэффективных жидкостных теплообменников осуществлялась на примере построения энергосберегающей технологии быстрого охлаждения молока. Актуальность проведения такой работы обусловлена тем, что общепринятая технология его первичной обработки принципиально не позволяет обеспечить высокое качество конечного продукта. В частности, продолжительность бактерицидной фазы молока, вырабатываемого в условиях летних и стационарных ферм, отличается несущественно и не превышает 2,4 и 2,7 часа соответственно.

Приведенные данные общеизвестны и хорошо подтверждаются результатами собственных исследований. В частности, на основании термодинамического подхода установлено, что в условиях непрерывно изменяющейся температуры максимальная продолжительность бактерицидной фазы свежесвыдоенного молока должна удовлетворять условию:

$$59,74 = \int_0^t \exp[9,85 \cdot 10^{-2} T(t)] dt, \quad (33)$$

где t – время, выраженное в часах.

Полученное соотношение открывает возможность использования понятия продолжительности бактерицидной фазы молока в качестве универсального показателя для количественной оценки эффективности технологических процессов и оборудования, предназначенных для его первичной обработки.

Так, например, показано, что для получения максимально высокого качества конечного продукта, необходима реализация процесса быстрого охлаждения молока непосредственно в момент его получения. Поскольку такой процесс является крайне энергоемким, в качестве кардинального решения данной проблемы предложен способ проточного охлаждения, основанный на использовании естественного источника холода – воды с глубиной залегания 10-15 метров

[Пат. № 2160986]. Его практическая реализация предусматривает непосредственное подключение высокоэффективного жидкостного теплообменника к вакуумной магистрали доильной установки, что позволяет обеспечивать быстрое охлаждения молока при потребляемой мощности, не превышающей 750 Вт.

На основании дальнейших теоретических и экспериментальных исследований разработаны принципы построения высокоэффективных охладителей, которые явились отправным моментом процесса проектирования и последующего изготовления двух типов проточных систем с производительностью 250 и 750 литров парного молока в час.

В процессе испытания охладителей установлено, что при уровне охлаждения 9 °С, продолжительность бактерицидной фазы молока составляет 22,4 часа. Это более чем в 9,3 раза превышает продолжительность бактерицидной фазы молока, охлажденного по общепринятой технологии. Кроме того, по уровню бактериальной обсемененности в пределах 28,8 часов хранения такое молоко соответствует высшему сорту.

По результатам эксплуатации разработанных охладителей сформулированы принципы их дальнейшего совершенствования. С учетом этих принципов разработан действующий образец моноблочного охладителя [Пат. № 2233582] с производительностью 1000 литров молока в час, который в настоящее время прошел испытания и успешно эксплуатируется в хозяйстве. Его разработка осуществлялась в соответствии с Постановлением губернатора Рязанской области «О финансировании проектов победителей конкурса грантов Рязанской области в сфере науки и техники из средств областного бюджета в 2004 году».

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработаны основные принципы построения и методы расчета оптимизированных по массе индивидуальных систем охлаждения мощных электронных приборов и устройств с теплопередающим трактом на основе жидкостной магистрали.

2. Проведено комплексное исследование условий теплообмена в плоских каналах большой протяженности жидкостных теплообменников. Получены критериальные соотношения, описывающие теплоотдачу при ламинарном и переходном режиме течения теплоносителя в условиях неравномерного распределения линейной плотности теплового потока и температуры вдоль поверхности теплообмена.

3. Исследовано влияние деформации стенок каналов на условия теплоотдачи и их гидравлическое сопротивление. Получено аналитическое выражение, определяющее взаимосвязь эквивалентного диаметра с максимальной величиной прогиба стенок в условиях больших перепадов давлений в смежных каналах теплообменника. Предложен критерий выбора материала и толщины разделительных перегородок.

4. Исследована проблема интенсификации теплообмена в каналах при ламинарном режиме движения теплоносителя. Установлено критериальное соотношение для расчета теплоотдачи в системе смещенных стержневых ребер.

5. Проведен комплексный анализ теплопередающей способности основных элементов тепловых труб в температурном диапазоне, характерном для условий эксплуатации приборов вакуумной и плазменной электроники. Показано что для обеспечения высокой осевой и радиальной проницаемости при сохранении высоких капиллярных свойств в сложных конструкциях тепловых труб целесообразно использование гибких артериальных структур.

6. Разработана конструкция гибкой артериальной структуры на основе навитой с определенным шагом цилиндрической спирали. Данная конструкция позволяет обеспечить одновременно высокие значения проницаемости и капиллярного напора, имеет возможность стыковки с различными раздающими капиллярными структурами и обладает высокой гибкостью. На основании исследований условий массообмена в гибких артериальных структурах получены аналитические соотношения, определяющие взаимосвязь основных рабочих характеристик с геометрическими параметрами артерий.

7. Составлена методика расчета и разработана технология изготовления высокоэффективных артериальных тепловых труб с различными типами раздающих капиллярных структур.

8. Исследованы условия теплопередачи кольцевых ребер, выступающих в роли теплорассеивающих элементов артериальных тепловых труб. Получено аналитическое выражение, определяющее оптимальное значение внутреннего радиуса ребер, обеспечивающее максимальную эффективность теплообмена с окружающей средой. Разработаны методики расчета теплорассеивающих систем в виде конструкционных элементов, воздушных радиаторов и теплорассеивающих элементов со спирально-проволочным оребрением.

9. На основании нагрузочных характеристик термоэлектрических батарей типа «Селен» получены аналитические соотношения, устанавливающие зависимость перепада температуры и потребляемой мощности от рабочего тока и температуры горячих спаев. Разработана методика расчета систем охлаждения на основе унифицированных термобатарей. Показана возможность стабилизации температуры охлаждаемого прибора в пределах $\pm 0,15$ °С.

10. Разработан метод стабилизации температуры оболочек мощных электронных приборов, основанный на вторичном использовании тепловой энергии запасенной в «отработанном» теплоносителе двухконтурных систем. Применение данного метода позволяет стабилизировать температуру промежуточного теплоносителя с точностью $\pm 0,5$ °С при уровне отводимой мощности 25 кВт.

11. В результате исследования разработанных систем охлаждения установлено, что использование теплообменников в виде плоского зазора позволяет поддерживать температуру оболочек разрядных каналов ионных лазеров на уровне 87,2 °С при отводимой мощности 25 кВт. По сравнению с аналогичны-

ми системами, разработанный охладитель обеспечивает указанный тепловой режим прибора при двукратном снижении расхода потребляемой воды и одновременном аналогичном уменьшении его массы и габаритов.

12. Использование воздухоохлаждаемых теплообменников со спирально-проволочным оребрением в сочетании с малошумящими осевыми вентиляторами ВН-2 позволяет улучшить эксплуатационные характеристики мощных ионных лазеров. При температуре окружающей среды 30 °С и отводимой мощности 12,5 кВт автономная система охлаждения с габаритными размерами 590×830×200 мм и потребляемой мощностью 790 Вт поддерживает температуру оболочки разрядного канала на расчетном уровне 94,8 °С. При температуре 20 °С она составляет 85,4 °С. Время выхода системы на рабочий режим не превышает 15 мин.

13. Разработана теория и основные принципы построения индивидуальных систем охлаждения на основе теплопередающего тракта с возвратно-поступательным режимом движения теплоносителя. Показано, что при температуре окружающей среды 22 °С предлагаемая система поддерживает температуру оболочки волноводного СО₂-лазера с рассеиваемой мощностью 20 Вт на уровне 36,5 °С. При этом ее потребляемая мощность составляет 4 Вт. Время выхода лазера на расчетный тепловой режим не превышает 6 минут.

Система охлаждения не требует переработки активных элементов лазеров, не критична к расположению в пространстве и, благодаря своей абсолютной герметичности, может надежно функционировать в условиях разрядки.

14. Показано, что эффективность теплоотвода от металлокерамических водородных тиратронов может быть существенно повышена использованием в качестве теплорассеивающего элемента установочной панели. Применение артериальной тепловой трубы, сочлененной с воздушным радиатором, позволяет обеспечить температуру анодного узла тиратрона на уровне 115 °С.

15. Использование гибких артериальных тепловых труб большой протяженности для охлаждения СО₂-лазеров с возбуждением разрядом постоянного тока позволяет снизить потребление энергии на охлаждение, уменьшить массу и габариту устройства в целом. Сочленение тепловой трубы с термоэлектрическим холодильником позволяет дополнительно увеличить выходную мощность и снизить температурную нестабильность лазерного излучения.

16. Использование тепловых труб, выполненных в виде отрезка четверть-волновой линии, позволяет совместить систему высокочастотного возбуждения СО₂-лазера с теплорассеивающим элементом в виде воздушного радиатора и, таким образом, свести к минимуму потери высокочастотной энергии в теплопередающем тракте прибора.

17. Показано, что термоэлектрическая система охлаждения с теплопередающим трактом в виде тепловой трубы позволяет свести к минимуму паразитные тепловые потоки и, тем самым, повысить экономичность охлаждения СВЧ-диода Ганна, работающего в условиях повышенных температур.

18. По результатам исследований, связанных с разработкой энергосберегающей технологии проточного нагрева деионизованной воды для финишной промывки деталей высоковольтных герконов, установлено, что максимальное снижение энергетических затрат в таком процессе может быть обеспечено за счет вторичного использования тепловой энергии, запасенной в «отработанной» воде, отправляемой на слив. Показано, что при уровне необратимых тепловых потерь в системе порядка 3,7 кВт, использование высокоэффективного жидкостного теплообменника с параметром теплопередачи $KF = 5,0$ кВт/°С, позволяет снизить мощность на нагрев воды с 16,3 кВт до 4,4 кВт.

19. Разработана энергосберегающая технология быстрого охлаждения парного молока, основанная на использовании высокоэффективного жидкостного теплообменника в сочетании с естественным источником холода – воды с глубиной залегания 10-15 метров. В процессе испытания разработанных охладителей с производительностью 250, 750 и 1000 л/ч установлено, что при уровне охлаждения 9 °С, продолжительность бактерицидной фазы молока составляет 22,4 часа. Это более чем в 9,3 раза превышает бактерицидность молока, охлажденного по общепринятой технологии, при более чем десятикратном снижении энергетических затрат на охлаждение.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Соколовский Э.И., Улитенко А.И., Пяткина Т.А. Оптимизация режима теплоотвода от твердотельных СВЧ-приборов в условиях повышенной температуры окружающей среды // Электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1978. С 128-131.

2. Прадед В.В., Соколовский Э.И., Улитенко А.И. Оптимизация режима многокаскадной термоэлектрической системы охлаждения электронных приборов // Вакуумная и газоразрядная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1980. С 102-108.

3. Улитенко А.И. Оптимизация параметров тепловой трубы системы охлаждения электронных приборов // Вакуумная и газоразрядная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1982. С. 115-118.

4. Прадед В.В., Соколовский Э.И., Улитенко А.И. Оптимизация термоэлектрической системы охлаждения электронных приборов // Вакуумная и газоразрядная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1983. С. 105-108.

5. Прадед В.В., Соколовский Э.И., Улитенко А.И. Пусковой режим тепловой трубы // Вакуумная и газоразрядная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1983. С. 108-112.

6. Соколовский Э.И., Улитенко А.И., Прадед В.В., Дорошина Н.В. Влияние диффузии на распределение продуктов диссоциации молекулярных газов в положительном столбе тлеющего разряда // Вакуумная и газоразрядная элект-

троники: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1984. С. 58-62.

7. А.с. № 1108323 СССР, МКИ³ F 28 D 15/00. Тепловая труба / А.И. Улитенко, В.А. Степанов, Э.И. Соколовский, В.В. Прадед // Открытия. Изобретения. – 1984. – № 30. – С. 104.

8. Курбатова Е.С., Соколовский Э.И., Прадед В.В., Улитенко А.И. Волноводный СО₂-лазер с поперечным высокочастотным возбуждением и массообменом смеси под действием свободной конвекции // Электронная техника. Сер. 11. Науч.-техн. сборн. М.: ЦНИИ Электроника, 1986. В 4. С. 72-77.

9. А.с. № 1210632 СССР. Газовый лазер с высокочастотным возбуждением / А.А. Сипайло, Э.И. Соколовский, В.А. Степанов, В.А. Степанов, А.И. Улитенко // Открытия. Изобретения. – 1985.

10. Соколовский Э.И., Улитенко А.И. Исследование параметров артериальной структуры гибкой тепловой трубы системы охлаждения электронных приборов большой протяженности // Инженерно-физический журнал, 1986. Т. L. № 5. С. 860-861.

11. Улитенко А.И. Оптимизация параметров капиллярной структуры высокоэффективной тепловой трубы системы охлаждения электронных приборов // Вакуумная и плазменная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1986. С. 125-128.

12. Степанов В.А., Улитенко А.И., Соколовский Э.И., Прадед В.В. СО₂-лазер с системой охлаждения на базе гибкой тепловой трубы // Электронная техника. Сер. 11. Науч.-техн. сборн. М.: ЦНИИ Электроника, 1986. В 3. С. 29-33.

13. Прадед В.В., Соколовский Э.И., Улитенко А.И. Разработка автономных систем охлаждения лазеров на углекислом газе на основе тепловых труб // Тезисы докл. 11 отрасл. науч.-техн. конф. «Непрерывные газовые лазеры», сер. 11. М.: ЦНИИ Электроника, 1986. В. 2. С. 18-19.

14. А.с. № 1271308 СССР. Волноводный СО₂-лазер с поперечным возбуждением / В.В. Прадед, Э.И. Соколовский, В.А. Степанов, А.И. Улитенко // Открытия. Изобретения. – 1986.

15. Улитенко А.И., Соколовский Э.И. Разработка электронных приборов с теплоотводящей системой на основе артериальных тепловых труб // 1 Регион. Науч.-техн. конф. «Электронное приборостроение». Тезисы докл. Новосибирск, 1986. С. 14-15.

16. Улитенко А.И., Соколовский Э.И., Прадед В.В. Оптимизация параметров системы охлаждения электронных приборов // Электронная техника. Сер. 4. Науч.-техн. сборн. М.: ЦНИИ Электроника, 1987. В 4. С. 59-62.

17. А.с. № 290031 СССР. / А.Я. Паюров, С.П. Шлыкова, В.В. Прадед, Э.И. Соколовский, А.И. Улитенко // Открытия. Изобретения. – 1989.

18. Слуцкий В.Г., Соколовский Э.И., Улитенко А.И. Автономная система охлаждения электронных приборов // Вакуумная и плазменная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1989. С. 95-98.

19. Пат. № 2023227 РФ. Теплообменный элемент / А.И. Улитенко, В.В.

Прадед, Н.П. Овсянников // Открытия. Изобретения. – 1994. Бюл. № 21.

20. Улитенко А.И. Автономная жидкостная система охлаждения электронных приборов с возвратно-поступательным режимом течения теплоносителя // Научное приборостроение. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1995. С 101-108.

21. Прадед В.В., Улитенко А.И. Исследование замкнутой жидкостной системы охлаждения электронных устройств с возвратно-поступательным режимом движения теплоносителя // Вакуумная и плазменная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1996. С. 74-76.

22. Прадед В.В., Улитенко А.И. Автономная система охлаждения мощных ионных лазеров // Вакуумная и плазменная электроника: Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1996. С. 77-78.

23. Улитенко А.И., Прадед В.В., Соколовский Э.И. Активная система термостатирования мощных газовых лазеров // Научное приборостроение. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1997. С 39-45.

24. Улитенко А.И., Прадед В.В., Соколовский Э.И. Высокоэффективный жидкостный теплообменник системы охлаждения мощных газовых лазеров // Научное приборостроение. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1997. С 45-51.

25. Улитенко А.И., Милюхин П.И. Оптимизация параметров артериального термосифона в системах охлаждения электронных устройств // Научное приборостроение. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1998. С 33-41.

26. Милюхин И.А., Милюхин П.И., Улитенко А.И. Импульсный источник питания электромагнитного нагнетателя системы охлаждения электронных устройств // Научное приборостроение. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 1998. С 56-61.

27. Улитенко А.И., Таганов А.И. Энергосберегающие технологии перерабатывающей отрасли – важное звено государственного регулирования // Всерос. науч.-практич. конф. «Государственное регулирование агропромышл. комплекса». Тезисы докл. Рязань, 1999. С 242-243.

28. Пат. № 2160986 РФ. Способ охлаждения молока и устройство для его осуществления / А.И. Улитенко // Открытия. Изобретения. – 2000. Бюл. № 36.

29. Улитенко А.И., Соколовский Э.И., Пушкин В.А. Количественная оценка бактерицидных свойств молока // Молочная промышленность. 2002. № 8. С. 20-23.

30. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Проточный охладитель парного молока производительностью 250 л/ч // Холодильная техника. 2002. № 8. С. 22.

31. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Повышение теплопередающей способности термосифонов в системах охлаждения электронных устройств // Научное приборостроение. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 2002. С 27-31.

32. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Высокоэффективный проточный охладитель молока // Общероссийская конференция. «Современные наукоемкие технологии». Тезисы докладов. Сочи, 2002. С. 23.

33. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Энергосберегающая технология быстрого охлаждения молока // Общероссийская конференция. «Современные науко-

емкие технологии». Тезисы докладов. Сочи, 2002. С. 24.

34. Улитенко А.И. Система охлаждения импульсного водородного тиратрона на основе тепловой трубы // XI общероссийская конференция по физике газового разряда. Тезисы докладов, ч. 1. Рязань, 2002. С. 113-114.

35. Улитенко А.И. Воздушная система охлаждения CO₂-лазера с высокочастотным возбуждением // XI общероссийская конференция по физике газового разряда. Тезисы докладов, ч. 1. Рязань, 2002. С. 114-115.

36. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Быстрое охлаждение молока на летних фермах // Молочная промышленность. 2002. № 9. С. 29-30.

37. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Оценка бактерицидности молока в условиях реального производства // Межрегиональная научно-практич. конф. «Опыт и проблемы государственного регулирования агропромышленного производства и продовольственного рынка» Тезисы докладов. Рязань, 2002. С. 288-291.

38. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Энергосберегающая технология быстрого охлаждения молока в условиях работы летних ферм // Межрегиональная научно-практич. конф. «Опыт и проблемы государственного регулирования агропромышленного производства и продовольственного рынка» Тезисы докладов. Рязань, 2002. С. 291-293.

39. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Количественная оценка бактерицидных свойств молока // II Общероссийская конференция. «Успехи современного естествознания». Тезисы докладов. Сочи, 2002. С. 9.

40. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Проточный охладитель молока // II Общероссийская конференция. «Успехи современного естествознания». Тезисы докладов. Сочи, 2002. С. 9.

41. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Технология быстрого охлаждения молока в условиях работы летних молочных ферм // Холодильная техника. 2002. № 9. С. 20-21.

42. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Проточный охладитель производительностью 750 л/ч парного молока // Молочная промышленность. 2002. № 10. С. 46.

43. Улитенко А.И. Зависимость качества молока от бактериальной обсемененности // Молочное и мясное скотоводство. 2003. № 2. С.37-40.

44. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Оборудование для первичной обработки молока // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2003. № 3. С. 12-13.

45. Улитенко А.И. Проточный молокоохладитель // Молочное и мясное скотоводство. 2003. № 4. С.17.

46. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Энергосберегающая технология первичной обработки молока // Аграрная наука. 2003. № 7. С. 18-20.

47. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Высокоэффективный проточный молокоохладитель // Пищевая промышленность. 2003. № 5. С. 38.

48. Улитенко А.И. Термоэлектрическая система охлаждения СВЧ-диода // Электроника. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 2003. С. 10-11.

49. Улитенко А.И., Пушкин В.А., Прадед В.В. Интенсификация теплооб-

мена при ламинарном режиме течения жидкости // Электроника. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 2003. С. 12-14.

50. Улитенко А.И. Охлаждение электронных приборов с помощью массивных конструктивных элементов // Электроника. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 2003. С. 15-16.

51. Улитенко А.И. Капиллярная структура тепловых труб, выполненная методом электроискровой обработки // Электроника. Межвуз. сб. науч. трудов. Рязань, 2003. С. 17-19.

52. Улитенко А. Прадед В.В., И., Пушкин В.А. Встроенная система охлаждения CO₂-лазера // ПТЭ. 2003. № 4. С. 147-148.

53. Улитенко А.И., Прадед В.В., Пушкин В.А. Система стабилизации температуры оболочек мощных электронных устройств // ПТЭ. 2003. № 5. С. 156-159.

54. Улитенко А.И., Прадед В.В., Пушкин В.А. Компактная система охлаждения мощных газовых лазеров // Холодильная техника. 2003. № 10. С. 20-21.

55. Улитенко А.И. Воздушная система охлаждения CO₂-лазера с высокочастотным возбуждением // Известия академии наук. Серия физическая. 2003. Том 67. № 9. С. 1270-1271.

56. Улитенко А.И. Система охлаждения импульсного водородного тиратрона на основе тепловой трубы // Известия академии наук. Серия физическая. 2003. Том 67. № 9. С. 1296-1298.

57. Улитенко А.И., Прадед В.В., Пушкин В.А. Автономная система охлаждения мощных ионных лазеров // Холодильная техника. 2003. № 11. С. 14-16.

58. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Устройство для охлаждения парного молока // Информац. листок о НТР № 61-108-03. – Рязань: ИЦ Рязанский ЦНТИ. 2003.

59. Улитенко А.И., Пушкин В.А., Соколовский Э.И., Романов И.Н. Исследование условий теплообмена в плоских каналах большой протяженности при ламинарном режиме течения // Холодильная техника. 2003. № 12. С. 14-16.

60. Улитенко А.И., Соколовский Э.И., Пушкин В.А. Влияние технологии первичной обработки на бактерицидные свойства молока // Хранение и переработка сельхозсырья. 2003. № 12. С. 83-86.

61. Улитенко А.И., Соколовский Э.И., Пушкин В.А. Зависимость качества молока от технологии его первичной обработки // Переработка молока. Специализированный информационный бюллетень № 1 (51), январь 2004. С. 24-25.

62. Пат. № 2233582 РФ. Устройство для охлаждения молока / А.И. Улитенко, В.А. Пушкин // Открытия. Изобретения. – 2004. Бюл. № 22.

63. Улитенко А.И., Феллов А.А. Высокоэффективный теплообменник с плоскими каналами // Современные наукоемкие технологии. – 2007. № 10. С. 24-27.

Улитенко Александр Иванович

**ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ
ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ
ЭЛЕКТРОННЫХ ПРИБОРОВ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Подписано в печать __.__.2009 г. Формат бумаги 60×84 1/16.

Бумага ксероксная. Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,0.

Уч.-изд. л. 2,0. Тираж ___ экз. Заказ № ___

Рязанский государственный радиотехнический университет.

39005, Рязань, ул. Гагарина 59/1.

Редакционно-издательский центр РГРТУ.

