

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

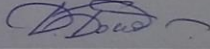
Кафедра Тепловые Энергетические Установки
Специальность 6М071700 «Теплоэнергетика»

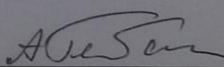
Допущен к защите
Зав. кафедрой

« » 2015 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ
пояснительная записка

Тема «Исследование критических тепловых
нагрузок в системе оптимизации
свойств амплитуд ГТУ
электроэнергии»

Магистрант Бондарцев Д.Ю. 
подпись (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации 
подпись (Ф.И.О.)

Рецензент _____
подпись (Ф.И.О.)

Алматы, 2015 г.

Некоммерческое акционерное общество
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ»

Факультет Теплоэнергетический
Специальность 64071700 "Теплоэнергетика"
Кафедра Тепловые энергетические установки

ЗАДАНИЕ
на выполнение магистерской диссертации

Магистранту Бондареву Давиду Сергеевичу
(фамилия, имя, отчество)

Тема диссертации Исследование критического температурного режима
в системе охлаждения конденсатора турбины ГТУ при различных
утверждена Ученым советом университета № 139 от «31» октября 2015г.

Срок сдачи законченной диссертации «30» января 2016г.

Цель исследования Исследовать критическое температурное
режим в конденсаторно-паровой структуре. Рассмотреть
влияние скорости и расхода воды, тепло-
физических св-в теплоносителя, геометрии
лобных поверхностей и
лобных поверхностей на критический температурный режим.
Рассмотреть структурно-матричную модель критического

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов или краткое содержание магистерской диссертации:

- 1) Анализ критического температурного режима в паровой системе охлаждения ГТУ
- 2) Экспериментальное исследование критического температурного режима
- 3) Математическое исследование критического температурного режима
- 4) Экспериментальное исследование критического температурного режима (Фур)
- 5) Математическое исследование влияния геометрии конденсатора на критический температурный режим.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей) 1) Бондарев Д.Ю., Гейден А.А. Модель критического температурного режима в паровой системе охлаждения ГТУ // журнал "Вестник КазНУ", № 2(102) 2014.

2) Бондарев Д.Ю., Гейден А.А. Математическое исследование критического температурного режима ГТУ // журнал "Вестник" № 1(1) 2014.

3) Бондарев Д.Ю., Гейден А.А., Дегенко Татьяна Александровна. Влияние геометрии конденсатора на критический температурный режим в паровой системе охлаждения ГТУ // журнал "Вестник" № 2(3) 2014.

Рекомендуемая основная литература

- ① Гайдох А.А. Гайдох А.К. Пересечение в кортовой системе // Термина, телекоммуникации и локал. сетей в современной цифровой среде Издательство ФУПС 1-го Международной ИТК- ИИИ, Алматы
- ② Гайдох А.А. Фердинандов Д.В. Исследование геологического строения территории // Промышленного строительства - 2011. №2(05). - с. 91-93.

ГРАФИК
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание
① Критический обзор системы автоматизации ГТУ	01.01.2014	обзор, исследование
② Функционально-математическое моделирование кортовой системы автоматизации ГТУ	05.03.2014	разработка исследования
③ Механика крутящего момента в кортовой системе автоматизации ГТУ	20.05.2014	исследование
④ Разработка конструкции автомата управления	15.07.2014	разработка исследования
⑤ Интерпретация данных автомата управления и приложения	10.09.2014	финал, исследование

Дата выдачи задания 23 февраля 2013г

Заведующий кафедрой _____ (подпись) (Кудряшова А.А.) (Ф.И.О.)

Руководитель диссертации А.А. Гайдох (подпись) (Гайдох А.А.) (Ф.И.О.)

Задание принял к исполнению магистрант Д.В. Фердинандов (подпись) (Фердинандов Д.В.) (Ф.И.О.)

Содержание

Введение.....	8
Глава I. Критический обзор систем охлаждения газотурбинных установок.	
1.1. Традиционные системы охлаждения газотурбинных установок.....	10
1.2. Существующие методы расчета систем охлаждения газотурбинных установок.....	20
1.3. Проблемы теплообмена в системах охлаждения ГТУ. Задачи и исследования.....	30
Глава II. Физико-математическая модель капиллярно-пористой системы охлаждения газотурбинных установок.	
2.1. Модель кризиса теплообмена в пористой системе охлаждения газотурбинных установок.....	40
2.2. Экспериментальные исследования критических тепловых нагрузок в зависимости от давления.....	44
Глава III. Механизм кризиса теплообмена в пористой системе охлаждения газотурбинных установок.	
3.1. Расчетное уравнение для кризиса кипения ($q_{кр}$) в капиллярно-пористой структуре.....	47
3.2. Экспериментальные исследования кризиса кипения ($q_{кр}$) от ширины ячейки сетчатой структуры (v_r).....	50
Глава IV. Разработка конструктивных схем устройства.	
4.1. Экспериментальная установка. Исследование сопел и камер сгорания.....	55
4.2. Конструктивные схемы энергетических газотурбинных установок.....	58
Глава V. Инженерный расчет устройства. Область применения.	
5.1. Методика расчета толщины отрываемых частиц при разрушении хрупких капиллярно-пористых покрытий.....	67
5.2. Области и применения систем охлаждения в газотурбинных установках.....	72
Заключение.....	86
Список используемой литературы.....	89

Аннотация

Исследован кризис теплообмена при кипении воды в капиллярно-пористых структурах. Охлаждение предназначено для деталей узлов высокофорсированных тепловых энергетических установок. Рассмотрено влияние недогрева и скорости потока, теплофизических свойств парогенерирующей поверхности и выброс капель жидкости из пористой структуры. Рассмотрена гидродинамическая модель кризиса кипения. Получено расчетное уравнение для критической тепловой нагрузки.

Изучены предельные тепловые потоки в сетчатых пористых структурах на примере горелки ракетного типа при охлаждении водой камеры сгорания и сопла. Получены опытные данные и расчетные зависимости для кризиса кипения и выбран оптимальный гидравлический размер пор структуры. Произведен учет влияния гравитационного и капиллярного потенциалов в пористых структурах с учетом критического влагосодержания. Система охлаждения отводит в (2÷8) раз большие тепловые потоки, чем в тепловых трубах, установлены критические высоты теплообменной поверхности и толщины структуры.

На основе модели капиллярно-пористого покрытия, охлаждающего теплонагруженные узлы теплоэнергоустановок, исследованы различные структуры, имеющие различную пористость и эффективную теплопроводность (от 5 до 70 %). Произведена оценка толщины отрываемых частиц в момент предельного состояния хрупких пористых покрытий в зависимости от теплового потока и времени его подачи. Кривые энергоемкости для всех пористых покрытий имеют явно выраженные минимумы.

Изучение относится к тепловым энергетическим установкам электростанции. Эксперименты проводились на горелке ракетного типа. Охлаждались камеры сгорания и сверхзвуковые сопла различными пористыми структурами. Описан механизм процессов теплообмена и определены оптимальные размеры ячеек пористых структур, получено расчетное уравнение критического теплового потока.

Андатпа

Жылу алмасу дағдарысы кезінде су қайнағандағы капиллярлы-кеуекті құрылымды зерттеу. Салқындату жоғарғыфорсивталған жылулық энергетикалық қондырғылардың бөлшектерінің тораптарына арналған. Жылуфизикалық жүйесінің парогенераторлық беттер және тамшының шығарынды сұйықтығының болпылдақ құрылымы, бітпеген жылудың тасқындық жылдамдықтарының ықпалы қарастырылды. Қайнау дағдарысы гидродинамикалық моделі қарастырылған. Критикалық жылулық жүктеме үшін сандық теңдік алынған.

Мысал зымыран қыздырғыштар жану камерасының салқындату сумен түрі мен шашатын кеуекті тор құрылымын шектеу жылу ағынын зерттеу. Эксперименттік деректер алынған және дағдарыс тармағына сәйкес есептелген және оңтайлы гидравликалық мөлшері бері құрылымын таңдаңыз. Сыни ылғалдығы кеуекті құрылымдарда гравитациялық және капиллярлық әлеуетін ықпал ету үшін жәрдемақы жасалған. Салқындату жүйесі (2 ÷ 8) рет жылу құбырларын артық жылу ағындарын тағайындайды, жылу беті мен құрылымын қалыңдығы сыни биіктігі орнатылған.

Капиллярлық-кеуекті жабу моделін негізінде, термикалық жүктелген құрамаларын салқындату түрлі кеуектілігі және (5-тен 70% -ға дейін), тиімді жылу бар түрлі құрылымдар зерттелді *teploenergoustanovok*. Жылу ағынының және оның беру уақытына байланысты сынғыш кеуекті жабындарды шекті жай-күйін ажырату келіп бөлшектердің қалыңдығы бағалау. Барлық кеуекті жабулар үшін энергия қисықтар минимум айқын болды.

Зерттеу ЖЭС электр стансасының жатады. Эксперименттер оттық зымыран түріне жүргізілді. Жану камерасына және дыбыстан саптама түрлі кеуекті құрылымдарды Салқындатылған. Жылу беру процестер мен сметалық теңдеулер сын жылу ағынының алынған кеуекті құрылымдардың, оңтайлы ұялы мөлшерін механизмі.

Abstract

Heat exchange crisis when water is boiling in capillary and porous structures is investigated. Cooling is intended for details of knots of the high-forced thermal power installations. Influence of underheating and speed of a stream, heatphysical properties of a vapour generating surface and emission of drops of liquid from porous structure is considered. The hydrodynamic model of boiling crisis is considered. The settlement equation for critical thermal loading is received.

Studied limiting thermal flows in net-porous structures on the example of the burner rocket type with water for cooling of the combustion chamber and nozzle. Obtained experimental data and calculation dependencies for the crisis boil and choose the optimal hydraulic pore size of the structure. Counted the influence of the gravitational and capillary potentials in porous structures with a view of the critical moisture content. Cooling system pushes (from 2 to 8) times the big thermal flows than in heat pipes, established critical height of the heat transfer surface and thickness of the structure.

Based on the model of capillary-porous coating, the cooling of thermally loaded assemblies teploenergoustanovok investigated various structures having different porosity and the effective thermal conductivity (from 5 to 70%). The estimation of the thickness of the particles to come off when the limit state of brittle porous coatings, depending on the heat flux and the time of its submission. Energy intensity curves for all porous coatings have pronounced minima.

The study refers to the thermal power plant power plant. Experiments were carried out on the burner missile type. Cooled combustion chamber and supersonic nozzle different porous structures. The mechanism of heat transfer processes and the optimal cell sizes of porous structures, obtained by the estimated equation critical heat flux.

Введение

Актуальной задачей в силовых энергетических установках электростанций является создание степени охлаждения высокотемпературных деталей и узлов. К ним можно отнести топочные экраны высокофорсированных котельных агрегатов, камеры сгорания, сопла и лопатки газотурбинных агрегатов. В системах охлаждения протекают процессы пузырьчатого кипения жидкости (воды). При высоких тепловых нагрузках не исключается наступление кризисной ситуации с возможным перегревом теплообменной стенки.

С ростом начальной температуры газов растет тепловая экономичность цикла ГТУ и уменьшается расход воздуха. Вместе с тем рост начальной температуры ограничен допускаемыми напряжениями в рабочих лопатках. В результате в ГТУ начальные температуры газа значительно ниже теоретически возможных, снижение температуры элементов газовой турбины в результате охлаждения позволяет поднять термодинамический потенциал цикла ГТУ за счет увеличения начальной температуры рабочего газа. Система охлаждения не должна чрезмерно усложнять конструкцию турбины и схему ГТУ и, как следствие, повышать ее стоимость, требовать вмешательства обслуживающего персонала при эксплуатации ГТУ и должна надежно работать при пусках, остановках и на переходных режимах.

В связи с этим возникает необходимость создания новой системы охлаждения газовых турбин и исследование термических напряжений, возникающих в них под действием тепловых потоков.

Для поверхностей с пористым покрытием этот вопрос особенно актуальный, т.к. в них время роста пузыря в десятки раз меньше, резко изменяются гидродинамические условия подпитки жидкостью и, следовательно, может увеличиться время пребывания пара у стенки, что исключит контакт жидкости с поверхностью теплообмена, несмотря на большой избыток жидкости \tilde{m} .

Задачей исследования стало следующее: изучение ракетной горелки, содержащую камеру сгорания и сверхзвуковое сопло для исследования критических тепловых потоков в пористой системе охлаждения, разработать модель капиллярно-пористого покрытия, рассчитать величину $Q_{кр}$ применительно к разработанной пористой системе охлаждения, провести экспериментальные исследования при расчете величины $\Delta T_{кр}$, а так же произвести оценку теплового потока, необходимого для разрушения единицы объема пористого покрытия.

В работе разработан и описан механизм процессов теплообмена и определены оптимальные размеры ячеек пористых структур, получено расчетное уравнение критического теплового потока.

Получены опытные данные и расчетные зависимости для кризиса кипения и выбран оптимальный гидравлический размер пор структуры. Произведен учет влияния гравитационного и капиллярного потенциалов в пористых структурах с учетом критического влагосодержания. Система охлаждения отводит в $(2\div 8)$ раз большие тепловые потоки, чем в тепловых трубах, установлены критические высоты теплообменной поверхности и толщины структуры.

На основе решения уравнения теплопроводности при граничных условиях второго рода, проведена аналогия в поведении материалов и выявлены зависимости тепловых потоков от времени их действия и глубины проникновения температурных возмущений, что позволяет предсказывать и предотвращать возникновение предельных состояний для парогенерирующей поверхности и оценивать толщину отрываемых частиц, при разрушении капиллярно-пористых покрытий в системах охлаждения энергоустановок.

Глава I. Критический обзор систем охлаждения газотурбинных установок.

1.1. Традиционные системы охлаждения газотурбинных установок.

Система охлаждения газовой турбины представлена на рис.1. Сопловые лопатки турбины 4, 6, 8 и 11 выполнены заодно с бандажными полками, с помощью которых они закрепляются в обойме 10, которая, в свою очередь, устанавливается в средней части 2 корпуса. Рабочие лопатки 5, 7, 9 и 11 с помощью хвостовиков крепятся на дисках 17, 16, 14 и 13 соответственно. Мощность с диска на диск передается посредством хвостовых соединений и стяжного болта 15. Мощность с ротора газовой турбины на ротор компрессора и далее на ротор электрогенератора передается посредством цилиндрического соединительного элемента 19. Газы из пламенных труб двух камер сгорания поступают в газосборник 3 и из него — в газовую турбину. Перед газовой турбиной, как указывалось выше, температура газов составляет 1100 °С. После расширения газов в турбине их температура в диапазоне нагрузок 50—100 % должна поддерживаться постоянной и составлять 535 °С. Это очень важная температура, так как она обеспечивает надежную и экономичную работу паросиловой установки ПТУ. В газовой турбине охлаждаются первые пять из восьми венцов газовой турбины. Охлаждение всех сопловых аппаратов осуществляется из кольцевых полостей б, воздух в которые поступает из выходного диффузора компрессора 1 через отверстия, а в обойме. Охлаждающий воздух из полостей б поступает внутрь сопловых лопаток и охлаждает их конвекцией. Нагретый воздух сбрасывается в проточную часть турбины. Поступление воздуха в полости б одновременно обеспечивает низкую и равномерную температуру обоймы.[18]

Для охлаждения рабочих лопаток 1-й ступени используется воздух, отбираемый после рабочих лопаток последней ступени компрессора. Воздух поступает в кольцевую полость между цилиндрическими перегородками 18 и 19, из нее — в отверстия, а в диске, снабжающие воздухом каждую из рабочих лопаток.

Воздух входит в лопатки через отверстия в хвостовиках, охлаждает лопатку и выходит в проточную часть газовой турбины.

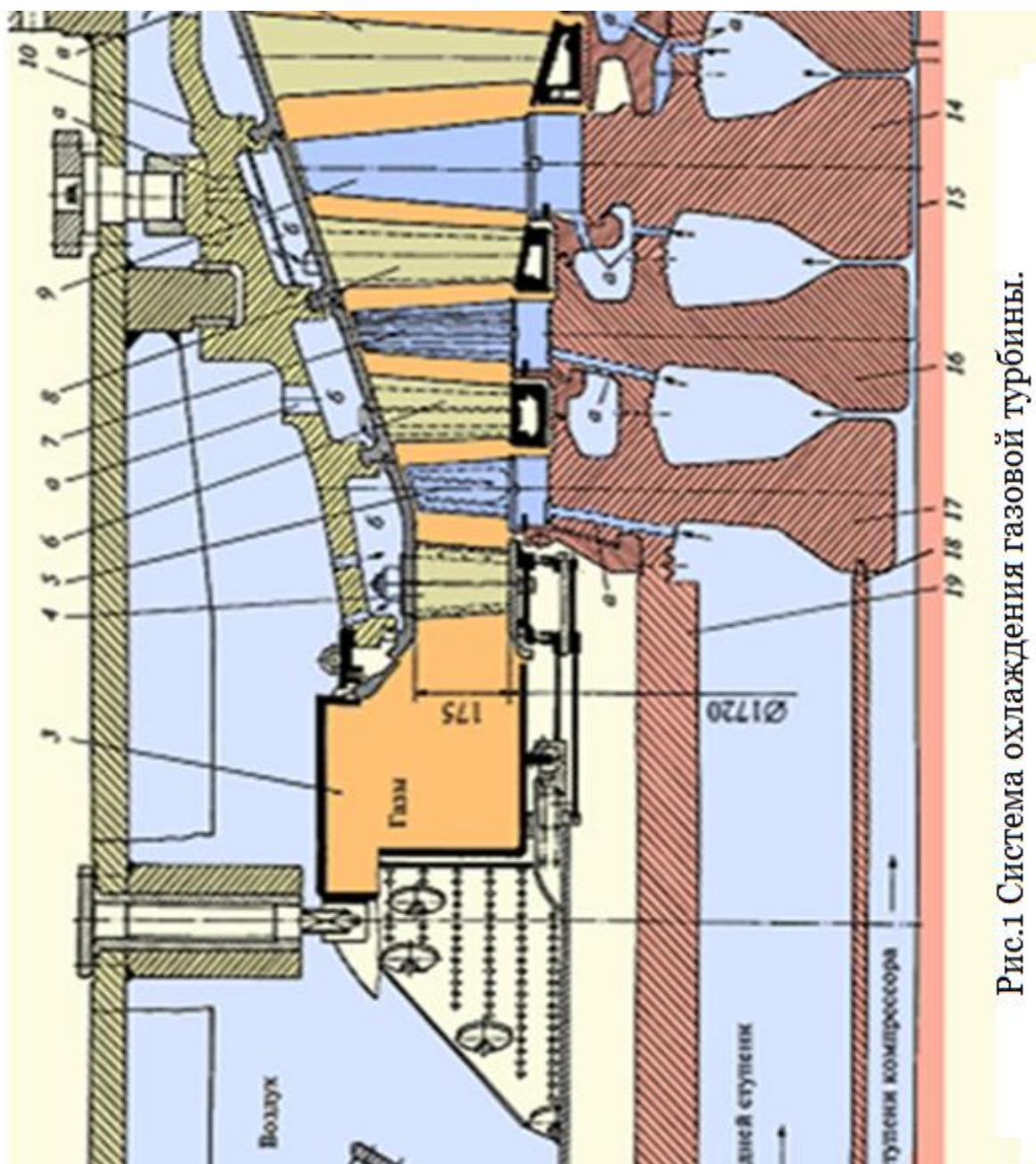


Рис.1 Система охлаждения газовой турбины.

Для охлаждения рабочих лопаток 2-й ступени турбины используется воздух от 12-й ступени компрессора, который поступает в кольцевую полость между цилиндрической перегородкой 18 и стяжным центральным болтом 15. Профильные части рабочих лопаток 3-й и 4-й ступеней не охлаждаются, однако охлаждающий воздух из 12-й ступени направляется также в пространство между диском 16 и 14, а также 14 и 13, откуда по отверстиям, а подается к

монтажным зазорам в хвостовиках. Проходя через них, воздух отбирает теплоту, идущую из профильной части лопатки, и тем самым охлаждает их.[18]

Принципы охлаждения газовой турбины.

Наиболее популярной системой охлаждения современных турбин является схема открытого (с выпуском охладителя в проточную часть турбины) воздушного охлаждения. Для охлаждения турбины может использоваться воздух, отбираемый за КВД или за одной из его ступеней. Для наружного охлаждения корпусов турбины (и управления радиальными зазорами) используется воздух из-за КНД или из-за вентилятора. С точки зрения общей эффективности турбины в двигателе обычно необходимо проектировать систему охлаждения, во-первых, с минимальным расходом охлаждающего воздуха, а во-вторых, с использованием по мере возможности отбора воздуха из-за промежуточных ступеней компрессора. Уменьшение расхода воздуха на охлаждение турбины может быть достигнуто:

- формированием оптимальной радиальной эпюры температуры газа за КС;
- уменьшением окружной неравномерности температуры за КС;
- применением аппарата закрутки для закрутки воздуха в направлении вращения диска на входе в ротор ТВД (при этом снижается температура охлаждающего воздуха);
- предварительным охлаждением воздуха в воздухо - воздушном теплообменнике, установленном в наружном контуре ТРДД (такая схема реализована на двигателях Д-30Ф6 и АЛ-31Ф) или (в случае промышленного двигателя) выведенном за пределы двигателя и обдуваемого электровентилятором;
- уменьшением утечек охлаждающего воздуха в проточную часть турбины;
- увеличением эффективности системы охлаждения лопаток;
- уменьшением потерь давления охлаждающего воздуха при подводе к лопаткам (это позволяет сохранить и эффективно использовать потенциал давления

охлаждающего воздуха непосредственно в лопатках). Существует общепринятая характеристика эффективности системы охлаждения - относительная эффективность охлаждения, оценивающая совершенство системы и позволяющая определить температуру лопатки при известном расходе воздуха. Относительная эффективность охлаждения является отношением реального понижения температуры металла лопатки (T_l) относительно газа T_t к максимально возможному понижению - до температуры охлаждающего воздуха (T_v). На рис. 1.1 представлен прогресс в области эффективности охлаждения (за счет конструктивного совершенствования схем охлаждения) и приведены приближенные зависимости средней (по сечению лопатки) относительной эффективности охлаждения для конвективного и конвективно-пленочного охлаждения.[15]

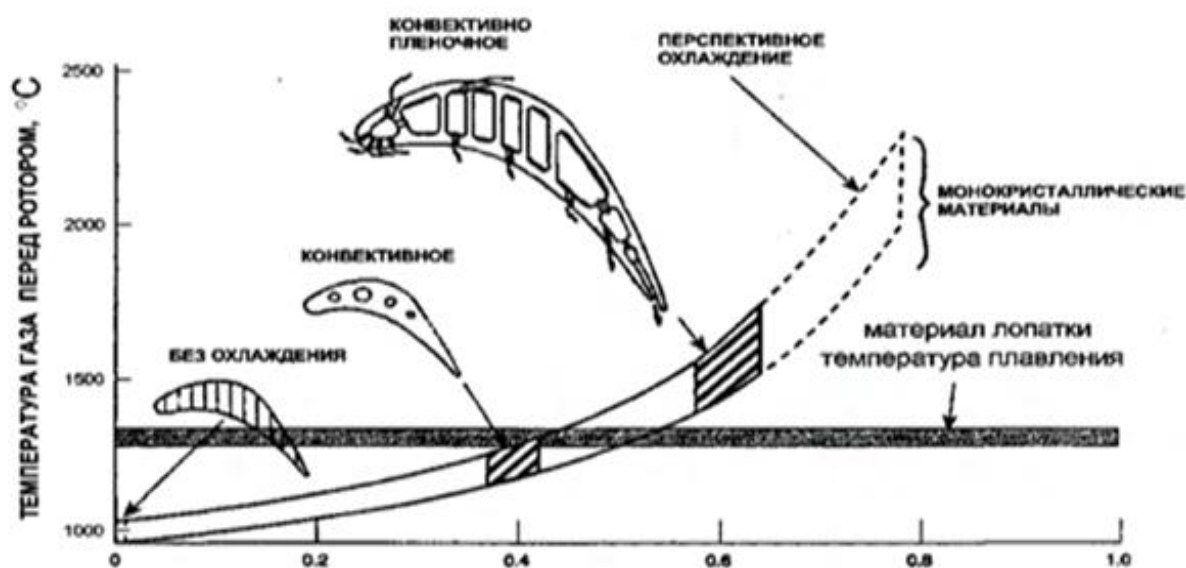


Рис. 1.1. Увеличение температуры газа перед ротором турбины.

Для больших расходов воздуха конвективная схема реализуется с трудом (из-за ограничений по пропускной способности лопатки). При малых расходах воздуха трудно реализовать пленочное охлаждение (из-за нехватки воздуха на пленку).

На коэффициент теплоотдачи от газа повлиять довольно сложно, хотя повышение аэродинамического совершенства лопаток позволяет снизить уровень скоростей на профиле и коэффициент теплоотдачи к нему.

Однако решающее влияние на относительную эффективность охлаждения оказывает интенсивность внутренней теплоотдачи лопатки - от металла к охлаждающему воздуху. Расход охлаждающего воздуха в лопатку (как и на другие детали турбины) обычно измеряется в относительных величинах - в процентах от расхода воздуха на входе в КВД. Сравнение различных конструкций лопаток наиболее информативно по относительной эффективности охлаждения при одинаковом относительном расходе охлаждающего воздуха. Однако всегда более высокая интенсивность внутренней теплоотдачи (которая обеспечивает более высокую эффективность охлаждения) достигается за счет более высоких потерь полного давления в самой лопатке. А увеличение давления на входе в лопатку всегда связано с увеличением паразитных утечек охлаждающего воздуха в системе подвода.[15]

Конвективное, пленочное и пористое охлаждение.

Конвективное охлаждение деталей турбины реализуется путем съема тепла потоком воздуха с внутренних поверхностей охлаждающих каналов в лопатках и других деталях с последующим выпуском воздуха в проточную часть. Воздух обычно выпускается в проточную часть в зоны с относительно низким давлением газа (в области выходной кромки или в область верхнего торца лопатки за гребешками уплотнения). Поэтому конвективная схема допускает достаточно интенсивное использование запаса по давлению во внутренних каналах деталей и применение достаточно значительных гидравлических сопротивлений для интенсификации теплоотдачи на внутренних поверхностях деталей. Конвективный теплообмен вносит важнейший вклад в эффективность системы охлаждения любой лопатки с интенсивным использованием пленки на наружной поверхности.[15]

Наиболее эффективный метод конвективного охлаждения - струйный, когда струи из отверстий в промежуточной стенке или дефлекторе натекают на противостоящую поверхность и обеспечивают очень высокую теплоотдачу в пятне контакта. На рис.1.2. показана типичная система охлаждения сопловой лопатки, в которой используются все основные виды охлаждения. Воздух, проходящий через отверстия 1 в дефлекторе 2, обеспечивает струйное охлаждение внутренней поверхности стенки лопатки 3. Оставшийся потенциал по давлению воздуха используется для организации пленочного охлаждения стенки через отверстия 4. Выступы 5 на дефлекторе удерживают его на требуемом расстоянии от стенок лопатки и одновременно создают штырьковую матрицу для турбулизации потока и увеличения конвективного съема тепла со стенки в полости между дефлектором и стенкой. Увеличение интенсивности теплоотдачи за счет турбулизации потока в канале с помощью

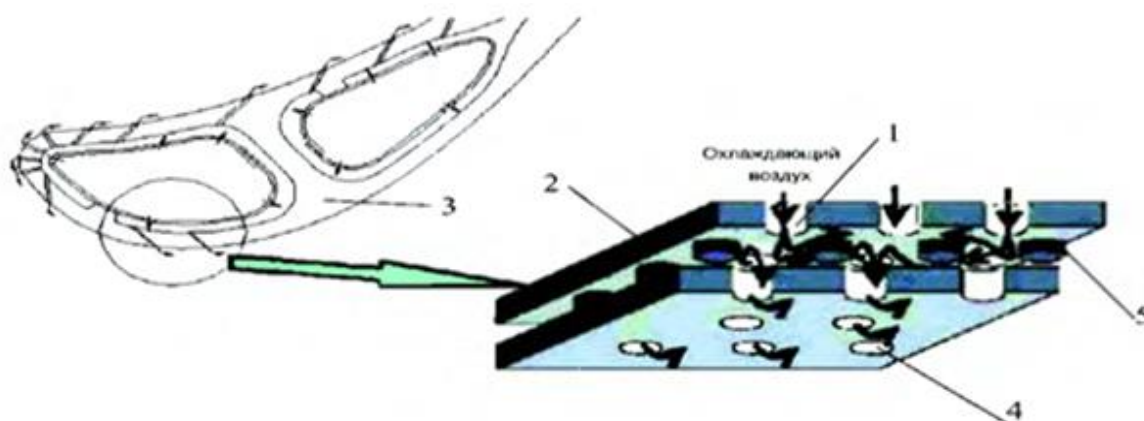


Рис. 1.2. Схема конвективно-пленочного охлаждения стенки сопловой лопатки: 1-отверстия в дефлекторе; 2-дефлектор; 3-стенка лопатки; 5-штырьки.

массива штырьков применяется как в сопловой, так и в рабочей лопатках.[15]

Недостатком штырьковой матрицы является относительно высокое гидравлическое сопротивление, так как она обеспечивает высокую теплоотдачу за счет создания гидравлического сопротивления для всего потока в охлаждающем канале. Однако наибольшее сопротивление теплообмену воздуха со стенкой лопатки оказывает пограничный слой, который имеет

наименьшую скорость за счет торможения у стенки и, соответственно, наибольшее термическое сопротивление.

Поэтому столь широкое распространение в лопатках получил такой способ увеличения интенсивности конвективного теплообмена, как разрушение пограничного слоя с помощью пристеночных поперечных ребер.(см. Рис.1.3.)

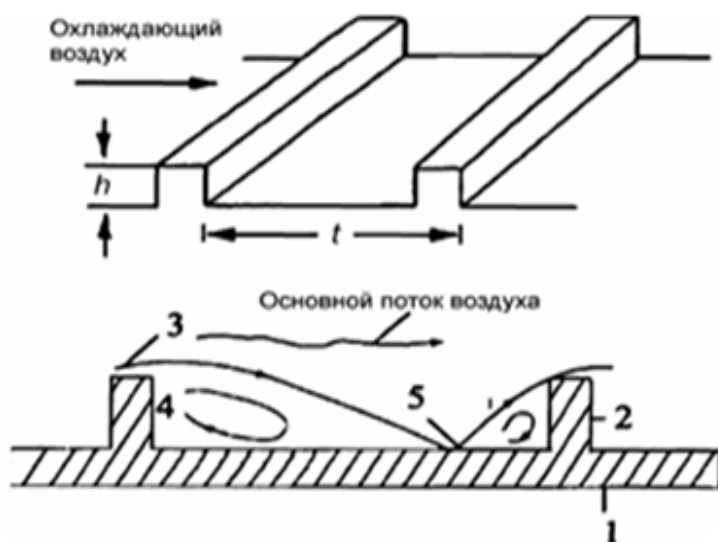


Рис. 1.3. Интенсификация теплообмена с помощью турбулизирующих ребер: 1-стенка; 2-ребро; 3-точка отрыва; 4-зона возвратного течения; 5-точка присоединения.

Поток воздуха вдоль стенки 1 охлаждающего канала натекает на ребра-турбулизаторы 2 с отрывом потока в точке 3 и образованием зоны возвратного течения 4. Поток вновь присоединяется к стенке в точке 5 и повторяет цикл отрыва на следующем ребре. Экспериментально установлены оптимальные соотношения высоты ребер h и шага ребер t для различной высоты канала и параметров потока (числа Рейнольдса).

Основной поток при этом не затрагивается, и увеличение гидравлического сопротивления для всего потока вполне приемлемо. Максимально (судя по экспериментам на круглых трубах) коэффициент теплоотдачи может возрасти в 3 раза за счет пристеночной интенсификации.

.[15]

Пленочное охлаждение деталей.

Пленочное охлаждение подразумевает вторичное использование воздуха после конвективного охлаждения - выпуск его на омываемую газом поверхность лопатки для создания защитной пленки между газом и металлом. Пленочное охлаждение наиболее эффективно при выпуске воздуха на наиболее нагретые поверхности лопатки - входную кромку, вогнутую поверхность рабочей лопатки и так далее. Выпуск воздуха в эти зоны требует сохранения достаточно высокого потенциала по давлению, т.е. умеренного использования его запаса по давлению конвективного охлаждения. Сопловые лопатки 1-й ступени ТВД обладают наиболее развитой системой конвективно-пленочного охлаждения. В конструкции сопловой лопатки использованы все типы конвективного охлаждения (см.Рис.1.4.):

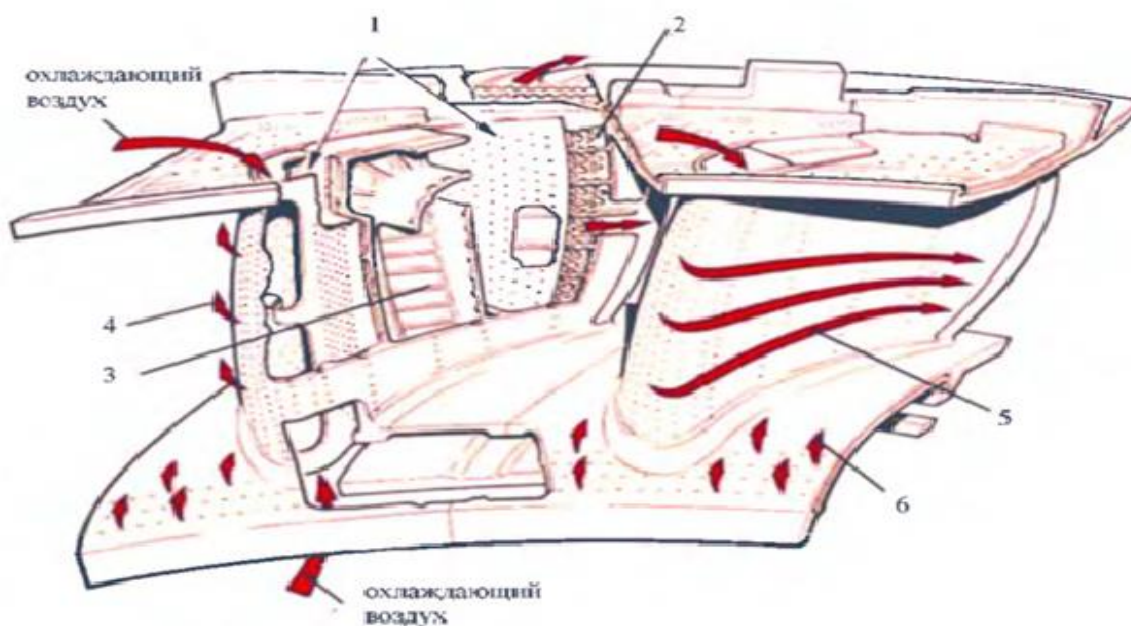


Рис. 1.4. Схема конвективно-пленочного охлаждения сопловой лопатки 1-й ступени: 1-дефлекторы; 2-штырьковая матрица; 3-пристеночные ребра; 4-входная кромка; 5-корыто; 6-нижняя полка.

Пленочное охлаждение дополнительно интенсифицирует отвод тепла от металла за счет создания дополнительных поверхностей охлаждения в отверстиях для выпуска воздуха на поверхность лопатки.[16]

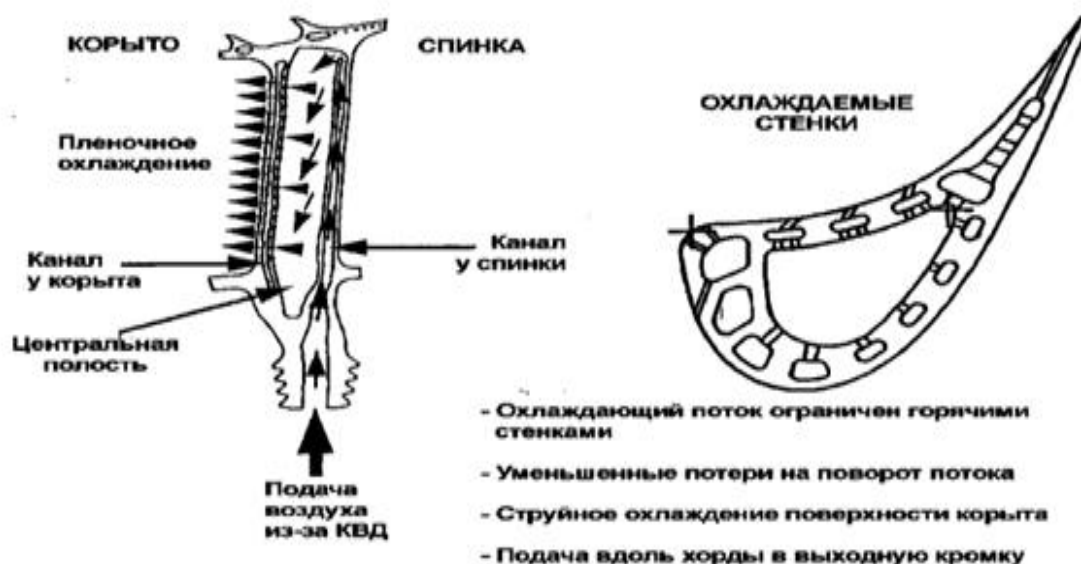


Рис. 1.6. Перспективная схема охлаждения "лопатка с охлаждаемыми стенками".

Недостатком пленочного охлаждения является то - что пленка довольно быстро разрушается, и поэтому при пленочном охлаждении нужно предусматривать достаточное количество отверстий выпуска воздуха, что снижает конструктивную прочность лопатки, а так же происходит увеличение потребления охлаждающего воздуха. В пористой же системе охлаждения при достаточно большом перепаде давлений между охлаждающей и греющей средами, струи охлаждающей среды могут глубоко проникать в греющую среду и смешиваться с ней без образования устойчивой заградительной пленки, что является серьезным недостатком данного способа охлаждения. Если рассматривать конвективно-струйное охлаждение то главным недостатком этой системы является, то, что с удалением от центра струи теплоотдача быстро падает.

В связи с тем, что существующие системы охлаждения имеют свои недостатки и не осуществляют в полной мере охлаждение детали или узла в течение длительного периода времени, мною была разработана новая капиллярно-пористая система охлаждения, которая может использоваться на турбинах нового поколения.

1.2. Существующие методы расчета систем охлаждения газотурбинных установок.

В системах охлаждения газовых турбин охлаждающая среда протекает в каналах различного типа. Для расчета системы охлаждения необходимо определять сопротивления тракта охлаждающей среды и теплообмен между средой и стенками канала. Во многих случаях движение в каналах можно свести к одномерной схеме.

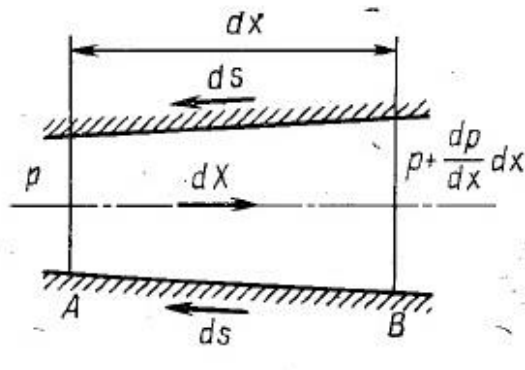


Рис. 1.7. К выводу уравнений импульсов и энергии для случая одномерного движения:
 dx – элементарная массовая сила, действующая на частицу жидкости в канале.

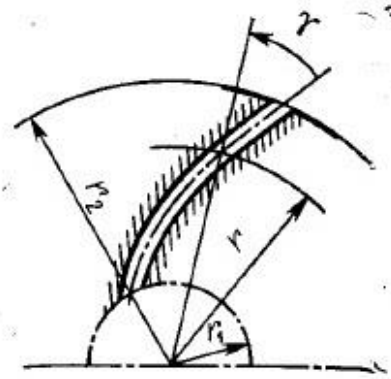


Рис.1.8. Схема криволинейного вращающегося канала.

Для элемента жидкости в канале (рис. 1.7.) можно применить основные уравнения одномерного движения: неразрывности, импульсов и энергии:

$$\rho \omega f = G_B = \text{const}; \quad (1)$$

$$-\frac{1}{\rho} * \frac{dp}{dx} = \psi \frac{d\omega}{dx} + \frac{1}{2} \lambda \frac{\omega^2}{d_3} \text{sing} \omega - \omega^2 r \cos \gamma; \quad (2)$$

$$C_p \frac{dT_r}{dx} + \psi \frac{d\omega}{dx} = \frac{\alpha U}{G_B} (T_\omega - T_r) + \omega^2 r \cos \gamma, \quad (3)$$

где G_B – расход жидкости, ω – скорость течения в канале, U – периметр канала, ω – угловая скорость вращения канала; T_r - температура среды; T_ω - температура стенки канала; α - коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости; r – расстояние выбранного сечения канала от оси вращения; γ - угол между направлением r и осью канала (рис.1.8.); d_3 - гидравлический диаметр канала; $\text{sing} \omega$ – знак скорости при выбранном направлении оси x .

Уравнение неразрывности (1) не требует пояснений. Уравнение импульсов (2) содержит дополнительный член $\omega^2 r$ - составляющую центробежной силы инерции вдоль оси канала; второй член правой части (2) определяет силу трения. В уравнении энергии (3) в левой части находится изменение «полно» энергии потока (энтальпии торможения), а в правой части первый член представляет собой удельное подведенное тепло за счет теплоотдачи, а второй член – удельную работу центробежной силы инерции.[13]

Потерю давления на участке канала найдем из уравнения импульсов (2) в предположении, что скорость $\dot{\omega}$ и плотность ρ - постоянны вдоль участка:

$$\Delta p = p_1^* - p_2^* = \zeta_1 \rho \frac{\dot{\omega}_1^2}{2} + \frac{1}{2} \lambda \rho \dot{\omega}^2 \frac{l}{d_3} + \zeta_2 \rho \frac{\dot{\omega}_2^2}{2} - \Delta p_\omega, \quad (4)$$

где l – длина участка; ζ_1, ζ_2 - коэффициенты местных сопротивлений соответственно при входе в канал и выходе из канала; p_1^* - давление перед каналом; p_2^* - давление за каналом; Δp_ω - разность давлений, обусловленная вращением канала.

Коэффициент сопротивления при входе в отверстие, выполненное заподлицо к стенке, $\zeta_1=0,5$; скругление входного участка и выполнение фаски резко снижает величину ζ_1 . Коэффициент сопротивления на выходе из канала ζ_2 зависит от режима течения и формы канала. При ламинарном режиме $\zeta_2=2$ для круглого отверстия и $\zeta_2=1,55$ для щели; при турбулентном режиме течения $\zeta_2=1,05-1,1$. [13]

Коэффициент распределенного сопротивления λ также зависит от режима течения и формы канала. В случае течения во вращающихся каналах при теплообмене на величину сопротивления влияет вращение вследствие появляющихся интенсивных вторичных течений, вызванных разностью плотностей жидкости в разных сечениях канала. При ламинарном течении, характеризуемом числом $Re \leq (2-2,5)10^3$:

$$\lambda = (A/Re) [1 + 0,22 (Gr Pr / Re)^{0,15}] \psi_\lambda;$$

$$Re = \rho \dot{\omega} d_3 / \mu; Gr = j \beta d^3 \Delta T \rho^2 / \mu^2; Pr = \nu |a|,$$

где Gr – число Грасгофа; μ – динамическая вязкость; ν - кинематическая вязкость; β – коэффициент объёмного теплового расширения; ΔT – перепад температур стенка – жидкость; j – ускорение (силы тяжести или центробежных сил); ψ_λ - температурный фактор. Для круглого сечения $A=64$, для щели $A=96$.

В переходной области, характеризуемой диапазоном $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$, ориентировочно можно принять $\lambda=0,032-0,035$. При турбулентном режиме течения (при $Re > 10^4$) $\lambda=0,184 Re^{-0,2} \psi_\lambda$.

Температурный фактор ψ_λ зависит от отношения температур $T_\Gamma / T_\dot{\omega}$ и от направления теплового потока:

$$\psi_\lambda = \left(\frac{T_\Gamma}{T_\dot{\omega}} \right)^k.$$

Ориентировочно можно принять: для ламинарного режима $k=0,25$; для турбулентного режима $k=0,45$ при нагреве и $k=0,2$ при охлаждении.

Вращающийся канал развивает дополнительную разность давлений:

$$\Delta p_\omega = \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) / 2, \quad (5)$$

где r_2, r_1 – радиусы окружностей, на которых расположены выходное и входное сечение канала (рис.1.8) .

При движении жидкости от центра к периферии величина (5) образует дополнительный напор, при обратном движении $\Delta p_{\omega} < 0$ и необходимо преодолевать дополнительную разность давлений для подачи нужного количества воздуха через канал.

Уравнение энергии (3) понадобится в дальнейшем для анализа возможностей воздушного охлаждения лопаток.[13]

Расчет охлаждения лопаток

Неохлаждаемая лопатка. Расчет температурного поля неохлаждаемой лопатки рассматривается далее в одномерно постановке. Лопатка рассматривается как стержень переменного сечения, на боковой поверхности которого происходит теплообмен с окружающей средой, имеющей температуру торможения T_{Γ}^* , причем в расчет вводится средний по периметру профиля коэффициент теплоотдачи α_{Γ} , а определению подлежит средняя в каждом поперечном сечении температура T .[13]

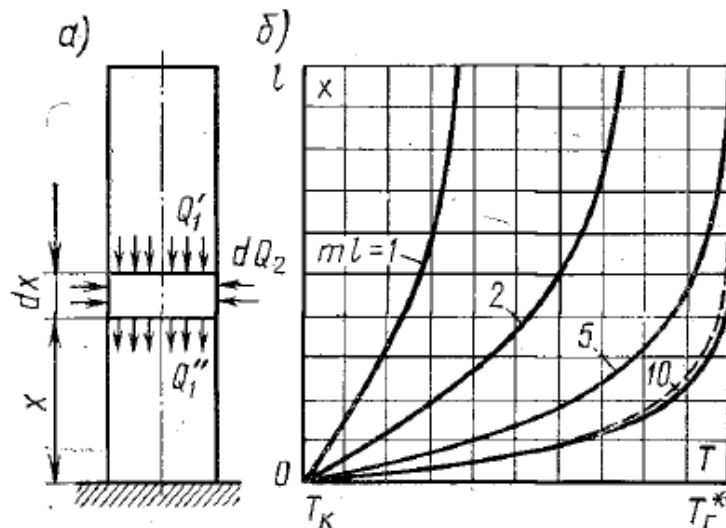


Рис. 1.9. Температурное поле неохлаждаемой лопатки:

а - к тепловому балансу элемента лопатки; б - распределение температур по оси лопатки при различных значениях ml

Уравнение теплопроводности может быть получено из баланса тепла для элемента между двумя смежными сечениями лопатки, отстоящими на расстоянии dx (рис. 1.9,а):

$$dQ_1 + dQ_2 = 0, \quad (6)$$

где dQ_1 – разность потоков тепла в осевом направлении в сечениях x и $x+dx$; dQ_2 – поток тепла от газа через боковую поверхность выделенного элемента.

Для составляющих dQ_1 и dQ_2 можно написать соотношения:

$$dQ_1 = \frac{dQ_1}{dx} dx = \frac{d}{dx} \left(\lambda f \frac{dT}{dx} \right) dx;$$

$$dQ_2 = \alpha_{\Gamma} U_2 (T_{\Gamma}^* - T) dx,$$

где U_2 – периметр профиля; f - площадь поперечного сечения лопатки.

Подставляя значения dQ_1 и dQ_2 в (6), получим после несложных преобразований

$$T'' + 2hT' + m_0^2(T_\Gamma^* - T) = 0, \quad (7)$$

где

$$2h = -\frac{1}{\lambda f} * \frac{d(\lambda f)}{dx}; m_0^2 = \frac{\alpha_\Gamma u_2}{\lambda f}.$$

Величины $2h$, m_0^2 и T_Γ^* меняются по длине оси лопатки. Изменение T_Γ^* обычно невелико. Для лопаток постоянного сечения $2h=0$, m_0^2 мало меняется и может быть постоянной.

Для получения наглядного решения, учитывающего влияние основных параметров на характер температурного поля, примем, $m_0^2 = \text{const}$, $T_\Gamma^* = \text{const}$ и

$$\lambda f = \lambda_\kappa f_\kappa a^\zeta, \quad (8)$$

где $\zeta = x/l$; $a = f_{II} \lambda_{II} / (f_\kappa \lambda_\kappa)$; λ_κ, f_κ – коэффициент теплопроводности и площадь в корневом сечении; f_{II} и λ_{II} – то же, для периферийного сечения лопатки. При $a \approx 1$ закон (8) близок к линейному. При условии (8) $h = -\ln a / 2l$, т.е. действительно является постоянной величиной. [13]

Причём следующие граничные условия:

$$\begin{aligned} 1) & \text{ При } x=0 \quad T=T_1; \\ 2) & \text{ При } x=l \quad dT/dx=0. \end{aligned} \quad (9)$$

Первое условие – очевидно, а второе предполагает отсутствие теплообмена на периферийном торце лопатки. Хотя, строго говоря, теплообмен на торце существует, но его влияние, как показывает анализ, несущественно для температурного поля лопатки, если $T^* \approx \text{const}$ и $ml \geq 3$.

Решение уравнения (7) при граничных условиях (9) может быть получено в виде:

$$\frac{T_\Gamma^* - T}{T_\Gamma^* - T_1} = e^{hx} \frac{m \operatorname{ch} m(l-x) + h \operatorname{sh} m(l-x)}{m \operatorname{ch} ml + h \operatorname{ch} ml} \quad (10)$$

$$(m = \sqrt{m_0^2 + h^2}).$$

На рисунке 1.9,б показано влияние параметра ml на характер температурного поля лопатки при $f = \text{const}$. Для газовых турбин характерны значения параметра m порядка 30-100 1/м. обратная величина $1/m = 1-3$ см характеризует условную протяженность зоны около корня, в которой происходит резкое изменение температуры от значения T_κ до температуры торможения T_Γ^* . Например, при $m=100$ 1/м и $l=0,1$ м параметр $ml=10$; из рис. 1.9 видно, что резкое изменение температуры относится к зоне около корневого сечения протяженностью около $1/m \approx 1$ см. [13]

На рис.1.9, б показана штриховой линией температурная кривая для лопатки при $f_{II}/f_\kappa = 0,25$. Оказывается, распределение температур практически совпадает с тем случаем, когда $f = \text{const}$. Поэтому при $ml \geq 10$ в диапазоне $0,25 < f_{II}/f_\kappa < 1$

вполне допустимо использовать зависимость (10), положив в ней $h=0$. При этом получаем:

$$\frac{T_{\Gamma}^* - T}{T_{\Gamma}^* - T_1} = \frac{chm(l-x)}{chml}. \quad (11)$$

Для расчета охлаждения дисков нам понадобится зависимость для потока тепла через корневое сечение лопатки:

$$Q_K = \lambda_K f_K (dT/dx)_l.$$

Используя (11) для определения $(dT/dx)_l$ и последнюю формулу, получим:

$$Q_K = \alpha_{\text{э}} f_K (T_{\Gamma}^* - T_1); \quad (12)$$

$$\alpha_{\text{э}} = \lambda_K mthml, \quad (13)$$

где $\alpha_{\text{э}}$ - коэффициент теплопередачи т газа к корневому сечению лопатки.

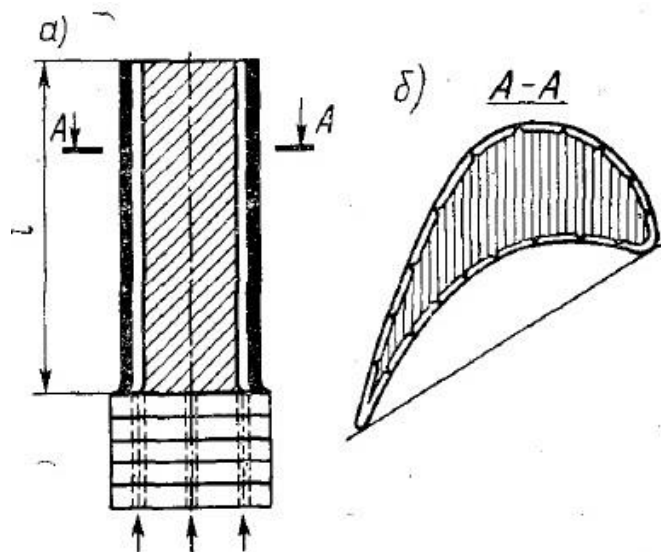


Рис. 1.10. Рабочая лопатка с внутренним воздушным охлаждением:
а- продольное сечение лопатки и оболочки; б- поперечное сечение

Расчет температурного поля охлаждаемой лопатки рассмотрим применительно к схеме на рис.1.10. Предполагается, что щель между внутренним несущим стержнем и наружной оболочкой разделена перемычками на несколько каналов, причем перемычки между смежными каналами достаточно тонкие, так что их протяженностью вдоль периметра профиля можно пренебречь. Температура несущего стержня лопатки близка к температуре охлаждающего воздуха, поэтому можно пренебречь также теплообменом между воздухом и несущим стержнем. При этих допущениях задача сводится к определению температурного поля тонкой оболочкой, обогреваемой с одной стороны газами и охлаждаемой с другой стороны воздухом.[13]

Если оболочка достаточно тонкая, то теплопроводность оболочки в направлениях осей x и y мала, отсюда для стационарного режима получаем значение температуры в каждой точке оболочки в простом виде:

$$T = (\alpha_1 T_1 + \alpha_2 T_2) / (\alpha_1 + \alpha_2), \quad (14)$$

где α_1, α_2 - коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны газа и воздуха; T_1, T_2 - температуры газа и воздуха. Условия со стороны газа известны: α_1 и T_1 – температура торможения газа в межлопаточных каналах рабочего колеса известна из теплового расчета ступени. Коэффициент α_2 может быть определен по зависимости для теплообмена в каналах, а для расчёта T_2 (подразумеваемая под ним температура торможения) необходимо учесть нагрев охлаждающего воздуха при его течении в охлаждающих каналах, для чего следует воспользоваться уравнение энергии (3), заменив в нем T_ω на T . [13]

Из (3) после подстановки в него T по формуле (14) получим:

$$\frac{dT_2}{dx} + s(T_2 - T_1) = \frac{\omega^2 r \cos \gamma}{c_p}; \quad (15)$$

$$s = \frac{U}{c_p G_p} * \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (16)$$

Где G_p - расход воздуха через канал, U – периметр оболочки со стороны охлаждения.

Решение уравнения (15) для случая $s = \text{const}$ при радиальном расположении канала ($\gamma = 0$) можно представить в виде

$$\theta_a = e^{-sx} - \theta_*, \quad (17)$$

где введены обозначения:

$$\theta_a = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{20}}, \quad \theta_* = \frac{\omega^2 r_0}{s c_p (T_1 - T_{20})} \left[\left(1 - \frac{1}{sr_0}\right) (1 - e^{-sx}) + \frac{x}{r_0} \right]. \quad (18)$$

Здесь T_{20} - температура охлаждающего воздуха в сечении $x=0$ (при входе в канал); r_0 – радиус начального сечения $x=0$; θ_a - степень недогрева воздуха; θ_* - относительный дополнительный нагрев вследствие его сжатия во вращающемся канале.

Формула (17) дает возможность посчитать температуру охлаждающего воздуха по длине канала.

Температуру металла оболочки можно характеризовать степенью охлаждения

$$z = (T_1 - T)/(T_1 - T_{20}); \quad (19)$$

значение $z=0$ соответствует отсутствию охлаждения, значение $z=1$ – полному охлаждению (температура оболочки равна температуре воздуха на входе). Степень охлаждения определяется из (19), (14) с учётом (17) в следующем виде:

$$z = \frac{q}{1+q} \theta_a = \frac{q}{1+q} (e^{-sx} - \theta_*)$$

$$(q = \frac{\alpha_2}{\alpha_1}). \quad (20)$$

Наивысшая температура металла оболочки наблюдается на вершине лопатки при $x=l$ (l - длина рабочей области лопатки; рис.1.10,а).

Пример: найти распределение степени недогрева воздуха θ_a и степени охлаждения оболочки z вдоль оси лопатки для заданных значений $sl=0,133$, $q=\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = 0,5$ и при условии $\omega=0$.

Решение. Согласно формулам (17), (20) для данных условий

$$\theta_a = \exp(-sx) = \exp(-0,133 \frac{x}{l});$$

$$z = \frac{q}{1+q} \exp(-sx) = \frac{1}{3} \exp(-0,133 \frac{x}{l}).$$

Данные расчета по этим зависимостям представлены на рис.1.11, из которого следует, что θ_a и z изменяются по длине лопаток незначительно, в рассматриваемом случае изменение этих величин происходит всего на 13%. Это означает, что нагрев воздуха незначителен и температура оболочки мало изменяется по длине лопатки. Минимальная степень охлаждения оболочки $z_{min}=0,29$ наблюдается на периферии лопатки.[13]

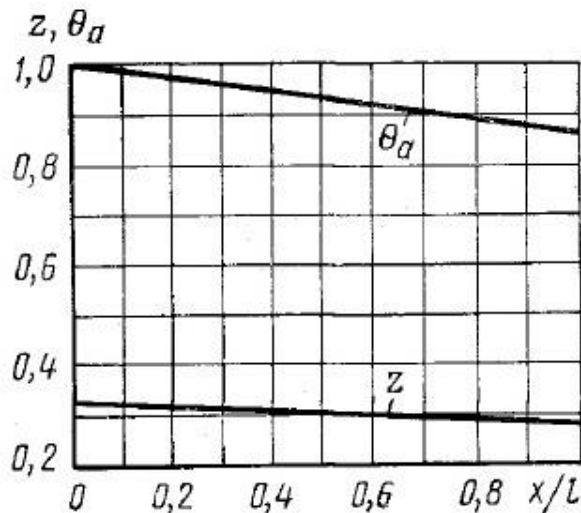


Рис. 1.11. Температурное поле охлаждаемой лопатки:

z - степень охлаждения металла лопатки по длине; θ_a - недогрев охлаждающего воздуха

Зная степень охлаждения оболочки, легко найти максимальную температуру газа T_1 при заданной допустимой температуре оболочки или температуру оболочки при заданной температуре газа. Например, допустимой температуре оболочки $T=T_{max}=1100\text{K}$ и температуре охлаждающего воздуха $T_{20}=650\text{ K}$ соответствует согласно (19)

$$T_{1max} = \frac{T_{max}-z_{min}T_{20}}{1-z_{min}} = \frac{1100-0,29*650}{1-0,29} = 1280\text{ K.} \quad (21)$$

Таким образом, в рассматриваемом примере температура оболочки ниже температуры газов на 180^0 .

Теперь проследим, как изменяется минимальная степень охлаждения оболочки z_{min} при изменении расхода охлаждающего воздуха. Примем, что при

расчетном расходе воздуха G_{b0} параметры q и s равны соответственно q_0 и s_0 и определим изменение z_{min} при изменении G_{b0} . Изменение расхода охлаждающего воздуха может быть вызвано, например, отклонением режима работы ГТУ от расчётного. Определим z_{min} с помощью (20) при $\theta_* = 0$, т.е. пренебрегая влиянием вращения:

$$z_{min} = \frac{q}{1+q} \exp(-sl). \quad (22)$$

При этом условии можно считать, что α_1 не зависит от расхода воздуха через каналы охлаждения и необходимо учесть влияние расходы только на величину α_2 . Предполагая течение в каналах турбулентным, получим (при $n=0,8$)

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left(\frac{Re}{Re_0}\right)^{0,8}, \quad \frac{\alpha_2}{\alpha_{2,0}} = \left(\frac{G_b}{G_{b0}}\right)^{0,8} = G_b^{0,8} \quad (23)$$

Здесь индексом «0» отмечены значения параметров при расходе G_{b0} и учитывается, что при изменении расхода воздуха

$$\frac{Re}{Re_0} \approx \frac{\dot{\omega} \rho}{\dot{\omega}_0 \rho_0} \approx \frac{G_b}{G_{b0}}, \quad \frac{Nu}{Nu_0} \approx \frac{\alpha_2}{\alpha_{2,0}}. \quad (24)$$

Приближенность написанных равенств определяется тем, что с изменением G_b меняется температура воздуха и, следовательно, изменяются в некоторой степени зависящие от нее величины λ , μ и ψ . Однако это влияние в большинстве случаев мало и им можно пренебречь.[13]

Используя (23), можно получить степень охлаждения z_{min} из (22) в зависимости от относительного расхода воздуха в следующем виде:

$$z_{min} = \frac{q_0 \bar{G}_b^{0,8}}{1+q_0 \bar{G}_b^{0,8}} \exp\left[-\frac{s_0 l (1+q_0) \bar{G}_b^{-0,2}}{1+q_0 \bar{G}_b^{0,8}}\right], \quad (25)$$

где q_0 и s_0 - значения параметров q и s при расходе охлаждающего воздуха G_{b0} ;
 $\bar{G}_b = \frac{G_b}{G_{b0}}$.

График зависимости z_{min} от \bar{G}_b при $s_0 l = 0,133$ и $q_0 = 0,5$ представлен на рис.1.12, из которого видно, что степень охлаждения растет медленнее, чем расход воздуха.

На рис.1.13 дана зависимость допустимой температуры газа $T_{1 \max}$ от \bar{G}_b в соответствии с формулой (21). приняты следующие значения температур: $T_{1 \max} = 1100\text{K}$; $T_{2,0} = 650\text{K}$. Степень охлаждения взята по рис. 1.12.

Из приведенных данных видно, что увеличение расхода охлаждающего воздуха вдвое дает возможность в данном примере поднять температуру газа в каналах рабочих лопаток примерно на 150K (от 1280 до 1430K на рис.1.13) .[13]

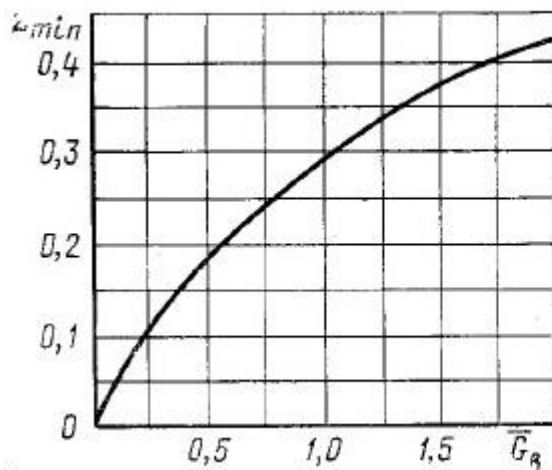


Рис. 1.12. Степень охлаждения оболочки лопатки в корневом сечении в зависимости от относительного расхода воздуха

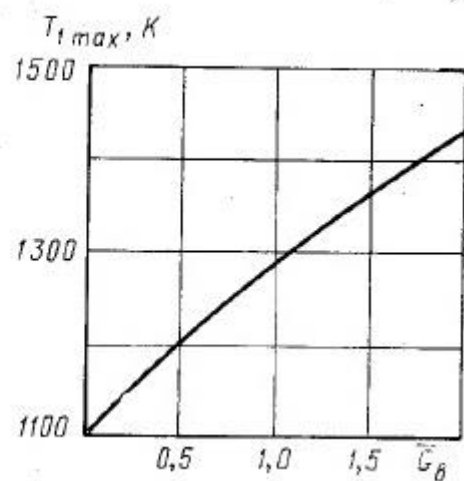


Рис.1.13. Влияние расхода охлаждающего воздуха на допустимую температуру торможения газа в каналах рабочих лопаток

Пример: определить реальное повышение экономичности ГТУ вследствие применения охлаждения при повышении начальной температуры газа от $t_c=875^{\circ}\text{C}$ до $t_c'=1100^{\circ}\text{C}$. Допустимые по условиям прочности температуры составляют: для сопловых лопаток $t_H=900^{\circ}\text{C}$; для рабочих лопаток $t_p=825^{\circ}\text{C}$. Температура охлаждающего воздуха $T_{B0}=400^{\circ}\text{C}$. [13]

Принять, что зависимость, приведенная на рис.1.12, приближенно справедлива как для сопловых, так и для рабочих лопаток; при этом характеристики охлаждающего воздуха $G_b/G = 0,02$.

Для расчета к.п.д. ГТУ без охлаждения следует воспользоваться кривыми, приняв $\varepsilon = 15$. Температура газа перед турбиной на $\Delta t=50^{\circ}\text{C}$ выше температуры торможения в межлопаточных каналах рабочих лопаток. Число ступеней турбины $Z=3$.

Решение: найдем к.п.д. при $\varepsilon = 15$ для двух случаев – при $t_c=875^{\circ}\text{C}$ и $t_c'=1100^{\circ}\text{C}$: $\eta=0,275$; $\eta'=0,320$. В первом случае не требуется охлаждения направляющих и рабочих лопаток, так как температуры металла не превышают допустимых значений. Во втором случае требуется охлаждение как направляющих, так и рабочих лопаток.

Найдем необходимые расходы охлаждающего воздуха. Для сопловых лопаток необходима степень охлаждения

$$z_{min} = \frac{t_c' - t_H}{t_c' - t_{B0}} = \frac{1100 - 900}{1100 - 400} = 0,286. \quad (26)$$

По кривой рис.1.12 для $z_{min}=0,286$ найдём $\bar{G}_H=1,0$, чему соответствует расход воздуха на охлаждение соплового венца

$$\frac{G_{bH}}{G} = \bar{G}_H * 0,02 = 0,02. \quad (27)$$

Для рабочих лопаток необходимая степень охлаждения

$$z_{min} = \frac{t_1^* - t_p}{t_1^* - t_{B0}} = \frac{1050 - 825}{1050 - 400} = 0,346, \quad (28)$$

где $t_1^*=1050^{\circ}\text{C}$ – температура торможения в межлопаточных каналах рабочих лопаток.

По рис.1.12 $z_{min}=0,346$ находим $G_p \approx 1,6$. Расход воздуха на охлаждение рабочего венца

$$G_{bp}/G = \bar{G}_p * 0,02 = 1,6 * 0,02 = 0,032. \quad (29)$$

Суммарный расход воздуха на охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени:

$$G_b/G = (G_{bH} + G_{bp})/G = 0,02 + 0,032 = 0,052. \quad (30)$$

Снижение к.п.д. вследствие потерь на охлаждение при $t_c'=1100^{\circ}\text{C}$ определим по формуле (3.1). температура газа за первой ступенью равна

примерно 900°C , поэтому достаточно охлаждать лопатки только первой ступени.[13]

Найдем коэффициент полезной работы φ :

Вначале рассчитаем вспомогательные величины:

$$\varepsilon^{m_k} = 15^{0,286} = 2,170; \delta^{m_r} = (0,95 * 15)^{0,250} = 1,945;$$

$$c_{p,r}/c_{p,k} = m_k/m_r = 0,286/0,250 = 1,144; 1 - \delta^{-m_r} = 0,486.$$

Теперь найдем коэффициент полезной работы

$$\varphi = 1 - \frac{H_k}{H_T} = 1 - \frac{c_{p,k} T_a}{c_{p,e} T'_c} * \frac{\varepsilon^{m_k} - 1}{(1 - \delta^{-m_r})_{\eta_r \eta_k}} =$$

$$= 1 - \frac{288 * 1,170}{1,144 * 1373 * 0,486 * 0,88 * 0,88} = 0,430.$$

Получим снижение к.п.д. за счет потерь на охлаждение:

$$\Delta\eta = -\eta' \frac{G_b}{G} \left(\frac{1 - \varphi}{\varphi} - \frac{1}{\varphi} * \frac{z - 1}{z} * \frac{T_{2,0}}{T'_c} \right) =$$

$$= 0,320 * 0,052 \left(\frac{1 - 0,430}{0,430} - \frac{2 * 673}{0,430 * 3 * 1373} \right) = -0,0094.$$

К.п.д. газотурбинной установки с учетом потерь на охлаждение

$$\eta'' = \eta' + \Delta\eta = 0,320 - 0,0094 = 0,310.$$

Относительное повышение экономичности ГТУ при введении охлаждения

$$\overline{\Delta\eta} = \frac{\eta'' - \eta'}{\eta''} 100 = \frac{0,310 - 0,275}{0,310} 100 = 11,3\%.$$

В действительности повышение экономичности будет несколько меньше вследствие некоторого снижения к.п.д. турбины из-за утолщения выходных кромок в охлаждаемых сопловых и рабочих лопатках, потерь при смешении охлаждающего воздуха и рабочих газов, а также дополнительного расхода воздуха на охлаждение дисков.[13]

1.3. Проблемы теплообмена в системах охлаждения ГТУ.

Задачи и исследования.

Для определения коэффициентов теплоотдачи на внешней поверхности лопатки могут быть использованы как стационарные, так и нестационарные методы исследования.

Кроме описанных выше методов определения коэффициентов теплоотдачи (калориметрирование в кристаллизующемся цинке, метод с применением жидких кристаллов) с целью уточнения тепловой модели лопатки, разработаны и применяются в экспериментальной практике большое количество других методов определения коэффициентов теплоотдачи в стационарных условиях. Эти методы можно разделить на две группы: методы, основанные на изменении энтальпии материала датчика, который встроен в лопатку со стороны наружной поверхности, и методы, основанные на решении обратной задачи теплопроводности.

Первая группа включает калориметрический и электрометрический методы. В обоих этих методах изменение энтальпии регистрируют по изменению температуры рабочего тела. [12]

В калориметрическом методе при использовании в качестве рабочего тела жидкости или газообразного вещества плотность теплового потока рассчитывают по соотношению:

$$q = Gc_p(\bar{T}_{кон} - \bar{T}_н)/F, \quad (31)$$

где G — массовый расход рабочего тела; c_p — удельная теплоемкость рабочего тела; $\bar{T}_н$, $\bar{T}_{кон}$ — среднеинтегральные начальная и конечная температуры рабочего тела; F — площадь тепловоспринимающей поверхности. Коэффициент конвективной теплоотдачи:

$$\alpha = q/(T^* - T_c) \quad (32)$$

где T^* , T_c — температуры среды и стенки.

Из газообразных рабочих тел обычно используют воздух, из жидкостей — воду. Все измерения в этом случае осуществляют в стационарном режиме. При использовании в качестве рабочего тела твердого вещества измерение теплового потока осуществляют в нестационарном режиме. [12]

При использовании в качестве рабочего тела твердого вещества измерение теплового потока осуществляют в нестационарном режиме.

$$\text{Плотность теплового потока } q = cp \frac{V d\bar{T}}{F dt} \approx cp \frac{V \Delta\bar{T}}{F \Delta t},$$

где c , p , V – теплоемкость, плотность и объем тепловоспринимающего твердого тела; $\Delta\bar{T}$ – изменение за время Δt среднеинтегральной температуры тела \bar{T} .

Тепловоспринимающий элемент конструктивно может представлять собой часть специального датчика теплового потока, основной деталью которого является тонкий диск или тонкостенный цилиндр; в качестве такого элемента могут применять также стенку самой исследуемой детали. Во всех случаях он должен быть достаточно тонким. Поэтому иногда этот метод называют методом тонкого тела (тонкого элемента). [12]

Схема датчика с тонким диском, разработанного Ю.И. Юнкеровым, дана на рис. 1.14. Тонкий диск 1, изготовленный из термоэлектродного материала (например, из константана), прикреплен (припаян) по периферии к втулке 2 из термоэлектродного материала с высокой теплопроводностью (например, из меди). “Стакан”, образуемый тонким диском и втулкой, заполнен теплоизоляционным материалом 3. На этом же рисунке представлен график (5) изменения температуры по радиусу диска.

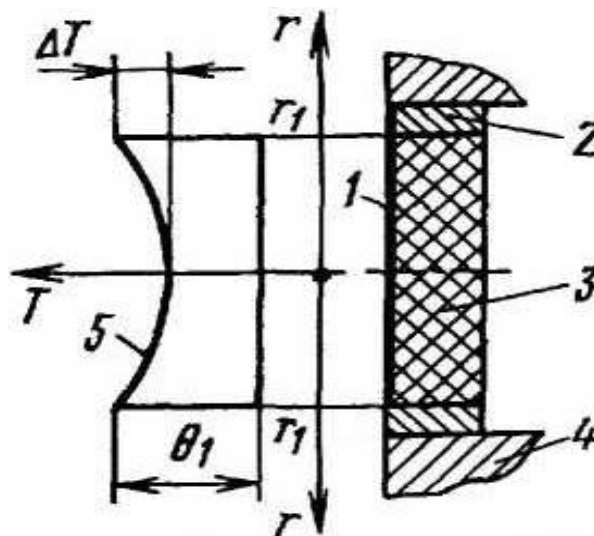


Рис. 1.14 Схема датчика с тонким диском для исследования теплоотдачи:
1 - тонкий диск; 2 - втулка; 3 - теплоизоляционный материал; 4 - исследуемая деталь; 5 - график изменения температуры по радиусу тонкого диска

Коэффициент теплоотдачи рассчитывают по формуле:

$$\alpha = \left(\frac{8\delta\lambda}{r_1^2} \right) \left[\sqrt{\frac{\theta_1}{\theta_1 - K\Delta T}} - 1 \right], \quad (33)$$

где λ , δ , r_1 - толщина, теплопроводность, радиус материала тонкого диска; θ_1 - разность температур периферии дисками окружающей среды; $K = \Delta T_{\Delta r=0} / (\Delta T_{\Delta r})$ - коэффициент, учитывающий смещение Δr центрального термоэлектрода от геометрического центра тонкого диска ($K = 1$ при $\Delta r = 0$); ΔT — разность температур центра и периферии диска.

Метод тонкого тела прост и надежен в работе. Малая инерционность датчика позволяет быстро провести эксперимент. Предельная относительная погрешность определения коэффициентов теплоотдачи этим методом не превышает 15 %. Точность определения коэффициента теплоотдачи может быть повышена последовательным соединением цепи термоэлектродных проводов. Однако этот метод применим только для относительно крупных деталей. [12]

При электрометрическом методе плотность теплового потока определяют по количеству электроэнергии, подводимой к нагревательным элементам. Точность этого метода существенно зависит от не учитываемых потерь теплоты. Поэтому он требует применения надежной теплоизоляции или охранных нагревателей. Перетечки теплоты между соседними измерительными секциями значительно снижаются при приблизительно постоянной температуре стенки лопатки. Такой способ исследования теплоотдачи реализован, например, при исследовании местных коэффициентов теплоотдачи на турбинных лопатках (рис. 1.15). [12]

В тех случаях, когда условие постоянства температуры стенки выдержать не удастся, для снижения перетечек теплоты нагревательный элемент выполняют из тонкой фольги, которую наклеивают на модель лопатки из малотеплопроводного диэлектрика. При этом вдоль тепловоспринимающей поверхности выдерживают условие постоянства плотности теплового потока.

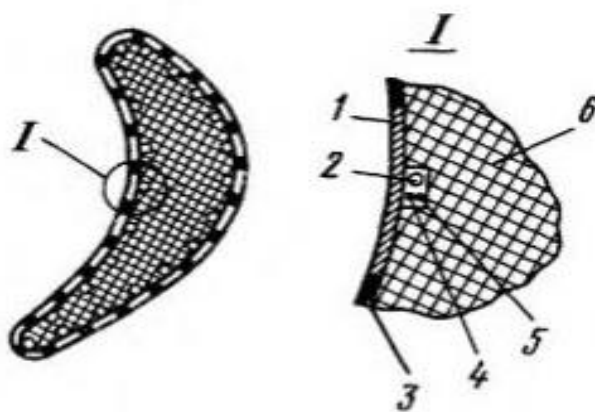


Рис. 1.15. Схема препарирования профиля турбинной лопатки при исследовании теплоотдачи электрометрическим методом:

1 - нагревательный элемент; 2 - провод для измерения напряжения; 3 - изолирующий материал между нагревательными элементами; 4 < 5 - термопарные провода; 6 - лопатка, выполненная из теплоизоляционного материала.

В обоих случаях плотность теплового потока рассчитывают по соотношению $q = I^2 R / F'$, где I — сила электрического тока; R — сопротивление нагревательного элемента.

Электрометрический метод достаточно прост и имеет приемлемую для практики точность определения коэффициента теплоотдачи; предельные относительные погрешности определения α составляют не более 9 % при постоянной температуре стенки и не более 13 % при условии постоянства теплового потока. [12]

В методах второй группы коэффициенты теплоотдачи определяют по измеренным в опытах значениям температуры детали. Из рассматриваемой группы методов для деталей ГТД в стационарных условиях наибольшее распространение получили градиентный метод и метод подбора (проб).

Градиентный метод основан на зависимости Фурье — Ньютона:

$$\alpha = - \frac{\lambda_c \left(\frac{\partial T_c}{\partial n} \right)_{n=0}}{T^* - T_c}, \quad (34)$$

где $\left(\frac{\partial T_c}{\partial n} \right)_{n=0}$ - градиент температуры в направлении нормали.

Расчет градиентов температуры выполняют по результатам определения температуры стенки вдоль наружного и внутреннего контуров лопатки.

Полученную в эксперименте информацию о распределении температуры по контурам лопатки используют после интерполяции для расчета температурного поля всего сечения и вычисления градиентов температуры на исследуемой поверхности.

Известны как аналитические методы расчета градиентов температур для тел простой формы без учета зависимости теплопроводности от температуры, так и численные, позволяющие определять градиенты температур на поверхностях тел сложной формы с учетом зависимости теплопроводности от температуры. [12]

I градиентный метод удобен при исследовании теплоотдачи в сопловых турбинных решетках при сверхкритических перепадах давлений и в других деталях турбин. Он позволяет определять местные коэффициенты теплоотдачи с предельной относительной погрешностью не более 25 %.

Недостатком градиентного метода является необходимость заделки в лопатку большого количества термопар, что повышает трудоемкость подготовки и проведения опытов, а при малых размерах лопаток служит причиной искажения температурных полей. [12]

Одной из разновидностей градиентного метода является метод вспомогательной стенки. Вспомогательную стенку изготавливают из материала с известной теплопроводностью. Ее препарируют термопарами для измерения перепада температур ΔT по толщине. Метод удачно реализован в датчиках теплового потока, которые просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

При этом методе тепловой поток вычисляют по формуле:

$$q = (\lambda/\delta)\Delta T, \quad (35)$$

где λ - теплопроводность материала, из которого изготовлена вспомогательная стенка; δ - ее толщина.

Кроме рассмотренных и некоторых других методов, относящихся к первой и второй группам, для экспериментального определения стационарных коэффициентов теплоотдачи используют еще ряд методов, в частности, широкое применение находит метод регулярного теплового режима.

Этот метод разработан Г.М. Кондратьевым и основан на изменении с течением времени логарифма разности между температурой в любой точке тела и температурой окружающей среды по линейному закону.

Местные коэффициенты теплоотдачи определяют с помощью цилиндрических вставок, боковая и торцевая (тыльная) поверхности которых теплоизолированы. Вставку можно рассматривать как вырезку из бесконечной плоской пластины, для которой процесс прогрева (охлаждения) описывают дифференциальным уравнением теплопроводности в одномерной постановке:

$$\partial\vartheta/\partial t = a\partial^2\vartheta/\partial x^2 \quad (0 \leq x \leq \delta), \quad (36)$$

где ϑ - избыточная температура (разность между температурой в какой-либо точке вставки и температурой среды); a — температуропроводность.

Схема датчика дана на рис. 1.16. Датчик состоит из медной цилиндрической вставки 1, установленной в теплоизолирующую втулку 2.

Снаружи теплоизолирующая втулка охвачена медным охранным (компенсационным) кольцом 3. Охранное кольцо вставлено в теплоизолирующий стакан 4 - который, в свою очередь, закреплен в исследуемой детали 5. В центре медной цилиндрической вставки закреплен термопарный спай. Термопарные провода 6 отведены на тыльную сторону датчика через отверстие в центральной части теплоизолирующего стакана.

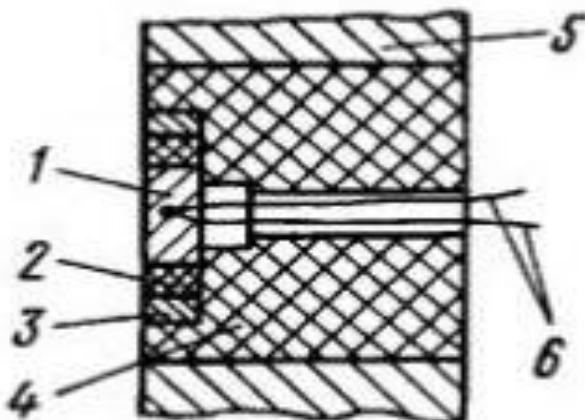


Рис. 1.16. Схема датчика для исследования теплоотдачи методом регулярного теплового режима:

1 - медная вставка; 2 — теплоизолирующая втулка; 3 - медное охранный кольцо; 4 - теплоизолирующий стакан; 5- исследуемая деталь; 6 - термопарные провода.

Если температура медной вставки отличается от температуры среды, то ее изменение во времени соответствует экспоненциальному закону прогрева тел. температура нагрева вставки:

$$m = (\ln\vartheta_1 - \ln\vartheta_2)/\Delta t, \quad (37)$$

где Δt время изменения избыточной температуры ϑ тела, определяемое экспериментально.

В опытах вставку 1 выводят из стационарного теплового режима впрыском в поток какой-либо охлаждающей смеси (чаще всего спиртово-воздушной). После охлаждения вставки в момент t_1 (рис. 1.17, а) подача охладителя резко прекращается и начинается регулярный режим ее прогрева, продолжающийся до момента t_2 . На рис. 1.17,б дан график изменения натуральных логарифмов избыточных температур ϑ в зависимости от времени. График имеет вид прямой линии, тангенс угла наклона которой β к оси времени равен m . [12]

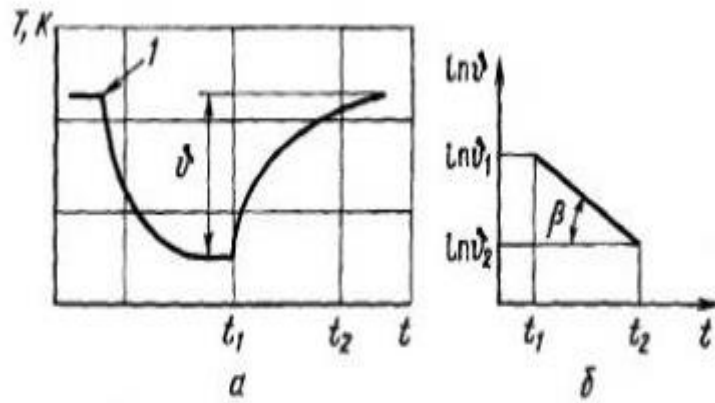


Рис. 1.17. Исследование теплоотдачи методом регулярного теплового режима: а - график изменения температуры вставки в зависимости от времени; б - график изменения логарифмов избыточных температур в зависимости от времени

Коэффициент теплоотдачи связан с темпом нагрева формулой:

$$\alpha = mcG/(\psi F), \quad (38)$$

где c - удельная теплоемкость материала вставки; G — масса вставки; ψ — коэффициент неравномерности поля температур (определяют по таблицам или экспериментально; если $B_i < 0,1$, то $\psi \approx 1$); F — площадь поверхности нагрева вставки.

Метод регулярного теплового режима прост при обработке опытных данных, дает достаточную для практических целей точность и сравнительно не трудоемок. Он удобен при исследовании теплоотдачи на неподвижных и на вращающихся деталях: ЭДС токосъемника практически не снижает точность метода, поскольку измеряют не сами температуры, а их разности. При установке датчика на вращающийся объект необходимо обеспечить прочность его заделки в стенку. [12]

Метод дает усредненное по поверхности значение коэффициента теплоотдачи (диаметр вставки 3...5 мм), поэтому он пригоден для относительно крупных деталей. Предельная относительная погрешность метода обычно не превышает 25 %.

Находят также применение методы исследования теплоотдачи, основанные на аналогии процессов теплообмена и массообмена. При этом в качестве массообменной поверхности используют, например, нафталин. Интенсивность уноса массы нафталина с исследуемой поверхности с приемлемой точностью характеризует распределение коэффициентов теплоотдачи на ней.

При экспериментальных исследованиях коэффициентов теплоотдачи в нестационарных условиях непосредственное измерение тепловых потоков затруднительно. Поэтому их определяют косвенно, на основе измерения температуры в зависимости от времени в нескольких точках тела или температуры специальных датчиков, заделанных в исследуемую поверхность. Коэффициент теплоотдачи на поверхности далее рассчитывают, решая обратную задачу теплопроводности. В отличие от прямых, обратные задачи теплопроводности относят к типу так называемых некорректно поставленных задач. Решение таких задач часто приводит к неустойчивости получаемых результатов. [12]

На практике используют ряд методов экспериментального определения коэффициентов теплоотдачи в нестационарных условиях: экспоненциальный метод (определение теплового потока при малых значениях числа Био), метод последовательных интервалов, метод неопределенных коэффициентов, метод средней температуры, метод поверхностных точек и др. Однако практическое их использование для исследования нестационарной теплоотдачи в деталях ГТД затруднительно вследствие ряда ограничений, присущих этим методам. Для исследования теплоотдачи в высокотемпературных ГТД предложены и реализованы на практике методы, учитывающие специфику работы деталей на нестационарных режимах.

Для определения нестационарных коэффициентов теплоотдачи со стороны газа по обводу профиля сопловой лопатки ученые Уфимского государственного авиационного технического университета использовали метод, основанный на численном итерационном решении нелинейной обратной задачи теплопроводности в одномерной постановке с реализацией неявного конечно-разностного алгоритма на ЭВМ. В основу алгоритма положен метод элементарных балансов Ваничева. Для реализации одномерного подхода на характерных участках тонкостенной лопатки выполняли пазы с небольшими перемычками, чтобы выделенные участки лопатки имитировали вырезку из пластины. Для повышения точности проводили сглаживание опытных данных с помощью сплайн-аппроксимации экспериментально полученных температур гладкими функциями.

Методика определения нестационарных коэффициентов теплоотдачи позволяет учесть зависимость теплофизических свойств материала (теплопроводности и удельной теплоемкости) от температуры.

Для исследования теплоотдачи в нестационарных условиях на поверхностях турбинных лопаток применяют также решение обратной задачи теплопроводности методом подбора (проб) с использованием аналоговых устройств. [12]

Глава II. Физико-математическая модель капиллярно-пористой системы охлаждения газотурбинных установок.

2.1. Модель кризиса теплообмена в пористой системе охлаждения ГТУ.

Одним из важных элементов энергоустановки является система охлаждения камеры сгорания и соплового аппарата. Для определения предельных тепловых потоков, отводимых пористой системой охлаждения, запишем уравнения неразрывности и движения с учетом совместного действия гравитационных и капиллярных сил, причем силы гравитации создают избыток жидкости $\tilde{m} = m_{ж}/m_n$ [1]

$$\frac{dV_y}{dy} = -\frac{\rho_n}{\rho_{жс}} \frac{L}{\varepsilon F_\phi} V_z [m_n / m_{жс} + 1], \quad (47)$$

$$V_y \frac{dV_y}{dy} = g \cos \beta + \frac{2\sigma}{\rho_{жс}} \frac{d}{dy} \left[\frac{1}{R[y]} \right] - \varepsilon v_{жс} V_y / K, \quad (48)$$

где $m_n, m_{ж}$ – расход жидкости и пара;

V_y – скорость жидкости по направлению сил гравитации g ;

y – координата (направление движения жидкости);

$\rho_n, \rho_{ж}$ – плотность пара и жидкости;

L – длина парогенерирующей поверхности;

ε – пористость;

F_ϕ – сечение пористой структуры;

V_z – скорость пара по координате z ;

z – координата (направление движения пара);

β – угол наклона системы охлаждения к вертикали;

σ – коэффициент поверхностного натяжения;

$R[y]$ – радиус мениска жидкости;

$v_{жс}$ – коэффициент кинематической вязкости жидкости;

K – проницаемость.

Подставляя уравнение (1) в уравнение (2) с учетом величин $V_v = G_{ж}[y]/\rho_{жс}$, $V_z = q_{кр}/r^* \rho_n$, и проинтегрировав полученное уравнение в пределах от $y_1=0$ до $y_2=H$ и от $R_0=\infty$ до $R_h=b_r/2$, получаем:

$$3q_{кр}^2 h^2 [m_n/m_{жс}]/2 [r \varepsilon \delta_\phi \rho_{жс}]^2 \phi'_{кр} - 3q_{кр} h^2 v_{жс}/2 r \delta_\phi \rho_{жс} k \phi'_{кр} + [gh \cos \beta + \frac{2\sigma}{\rho_{жс} R_h}] = 0. \quad (49)$$

Решением квадратичного уравнения (49) является выражение, которое определяет первый критический тепловой поток слабонедогретой и насыщенной жидкости ($\tilde{m} \rightarrow 1$)[2]:

$$q_{кр}=[B\pm(B^2-4AC)^{0.5}]/2A, \quad (50)$$

где $q_{кр}$ - критический (предельный) тепловой поток;

r - теплота парообразования;

b_r - гидравлический диаметр пор структуры;

h - высота парогенерирующей поверхности;

$\varphi_{кр}$ - критическое расходное влагосодержание;

$$A=3h^2[m_{п}/m_{ж}+1]/2[r\epsilon\delta_{ф}\rho_{ж}]^2\varphi_{кр},$$

$$B=3h^2v_{ж}/2r\delta_{ф}\rho_{ж}K\varphi_{кр},$$

$$C=gH\cos\beta + 2\sigma/\rho_{ж}R_h.$$

Из уравнения (50) определим наибольшую высоту теплообменной поверхности h , при которой наступит гидродинамический кризис теплообмена. В качестве переменных будут выступать величины $\delta_{ф}$, K , b_r , H , P , где $\delta_{ф}$ - толщина фитиля; H - текущая высота; P - давление.[1]

Рассмотрим два экстремальных случая, имевших место в опытах:

$\delta_{ф1} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м и $\delta_{ф2} = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м* Для величины $\delta_{ф1}$ получим:

$$\varphi_{кр}/h^2=140,4/(9,81H+0,447), \quad (51)$$

где $K=5,8 \cdot 10^{-10}$ м², $b_r=0,55 \cdot 10^{-3}$ м, $P=0,1$ МПа.

Поскольку величины H и $\delta_{ф}$ связаны соотношением:

$$H\delta_{ф}=15 \cdot 10^{-3} \text{ м, то } 10 \text{ м} \leq H \leq 100 \text{ м.}$$

При $H=10$ м, $\varphi_{кр}=0,1$, $h=h_{\max}=0,26$ м.

Для величины $\delta_{ф2}$ уравнение имеет вид:

$$\varphi_{кр}/h^2=1386/(9,81H+1,76). \quad (52)$$

При $H=100$ м, $\varphi_{кр}=0,1$ получаем близкое значение высоты теплообменной поверхности ($h_{\max}=0,266$).

Рассмотренные примеры относятся к случаю, когда вся охлаждающая жидкость движется в свободном сечении пористой структуры ($K=K_{т.т}$). Уравнение (51) и (52) связывают гидростатический напор с высотой теплообменной поверхности.[1]

Решим уравнение (50) относительно величины $\varphi_{кр}/h^2$ для случая, когда часть жидкости за счет ее избытка может стекать по поверхности пористого тела, т.е. коэффициент $K=K_y$ [2].

В этом случае потребуется незначительное внешнее давление, создаваемой высотой столба жидкости H , и капиллярный потенциал будет существенно превышать гравитационный потенциал:

$$\rho_{ж}gH \ll 2\sigma/R_h. \quad (53)$$

Тогда величины H и δ_{ϕ} не будут связаны между собой. Для этого случая решением уравнения (50) будет:

для $\delta_{\phi 1} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м

$$\varphi_{кр}/h^2 = 0,126(9,81H + 0,47); \quad (54)$$

для $\delta_{\phi 2} = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м:

$$\varphi_{кр}/h^2 = 17,4/(9,81H + 1,76). \quad (55)$$

При величинах $H = 10$ м и $\varphi_{кр}/h^2 = 0,1$, получим значения высот поверхности нагрева $h_{max1} = 2,86$ м и $h_{max2} = 0,758$ м, т.е. для тонких структур кризис кипения наступит при меньших величинах h . [2]

Решение уравнения (50) требует большую точность расчета, тогда как, отбросив первый член уравнения, можно с практически такой же степенью точности решить данное уравнение. Уравнение (50) примет вид:

$$q_{кр} = C/B = \frac{2\varphi'_{кр} r \delta_{\phi} \rho_{ж} k [gH \cos \beta + \frac{2\sigma}{\rho_{ж} R_h}]}{3h^2 v_{ж}}. \quad (56)$$

В уравнении (56) в явном виде не содержится отношение $m_{ж}/m_{г}$, однако оно учитывается через величины $\varphi_{кр}$ и K . При $\varphi_{кр} \rightarrow 0$, величина $q_{кр} \rightarrow 0$, т.е. в пограничном слое пористой структуры испарится почти вся влага и наступит кризис кипения.

Решение уравнения (56) относительно высоты столба жидкости представляет интерес для обоих случаев гидродинамики жидкости: $K = K_{m,m}$ и $K = K_v$. Когда вся жидкость движется в живом сечении пористой структуры ($K = K_{t,t}$) требуется создавать достаточно большое давление. Для исследованной системы охлаждения, когда $h = (0,1 \dots 0,7)$, $\delta_{\phi} = (0,15 \dots 1,5) \cdot 10^{-3}$ м, $b_r = (0,08 \dots 1) \cdot 10^{-3}$ м, при $\varphi'_{кр} = 0,1$ величина H составляет десятки метров водяного столба. Во втором случае, когда создается избыток жидкости при свободном ее стекании по внешней поверхности пористой структуры ($K = K_y$), превышение столба жидкости равняется несколько десятков миллиметров. [1]

Условие $\rho_{ж}gH \ll 2\sigma/R_h$ может иметь место не только при горизонтальном расположении систем охлаждения, но и в том случае, когда часть жидкости стекает по внешней поверхности пористой структуры ($K = K_y$).

Из формулы (56) не следует делать вывод, что бесконечно увеличивая гидростатический напор $\rho_{ж}gH$, можно также увеличивать величину $q_{кр}$, т.к. при этом величина K может потерять физический смысл проницаемости, поскольку основной расход жидкости будет находиться вне живого сечения структуры, свободно стекая по пористому материалу. [1]

К тому же при $q \leq 6 \cdot 10^4$ Вт/м² произойдет перераспределение теплоты, отбираемой парообразованием и конвекцией, вплоть до вырождения процесса кипения.[2]

При величине $q \rightarrow q_{кр}$, несмотря на большое количество жидкости $G_{ж} = F[H]$, возникнут кризисные явления, которые приведут к пережогу и разрушению теплообменной поверхности. В этом случае в уравнении (56) будет выполнено неравенство $\rho_{ж}gH \gg 2\sigma/R_h$ и потребуются ввести множитель K/K_y . В случае, когда $\rho_{ж}gH \approx 2\sigma/R_h$, величина $\Delta P_{g+k} = (1,5...2) 2\sigma/R_h$, а величина H составляет несколько десятков миллиметров в зависимости от толщины структуры.[1]

Установим связь $h = f[H]$. Пусть величина $K = K_{т.т} = 5,8 \cdot 10^{-10}$ м². Для $\delta_{\phi 1} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м из уравнения (51) получим:

$$h = (0,32...1) (0,0699H + 3,18 \cdot 10^{-3})^{0,5}. \quad (57)$$

Для величины $\delta_{\phi 2} = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м из уравнения (52) имеем:

$$h = (0,32...1) (7,1 \cdot 10^{-3}H + 1,27 \cdot 10^{-3})^{0,5}. \quad (58)$$

Здесь предполагается, что массовое влагосодержание может изменяться от момента начала закипания ($\phi \rightarrow 1$) до кризиса кипения ($\phi = \phi_{кр} \rightarrow 0,1$) [3].

Проведенный анализ позволяет определять высоту теплообменной поверхности, толщину пористой структуры, которым соответствует критическая тепловая нагрузка. Учет кипения в пористом теле производится с помощью расходного влагосодержания ϕ и параметра \tilde{m} , который создает направленное течение недогретой жидкости с незначительной скоростью и позволяет обеспечить устойчивость двухфазного потока в пограничном пульсирующем слое жидкости.[1]

2.2. Экспериментальные исследования критических тепловых нагрузок в зависимости от давления.

Приведем расчетные величины $q_{кр}$, уравнение имеет вид:

$$q_{кр}=[B\pm(B^2-4AC)^{0.5}]/2A \quad (59)$$

и соответствующие им величины $\Delta T_{кр}$ для различных давлений. Из физических соображений в уравнении оставляем знак "-".

Оценка перепада температур в пористой структуре необходима для устойчивой работы системы охлаждения. Такая оценка является достаточно сложной, что связано с трудностью определения эффективного коэффициента теплопроводности в момент кризиса кипения, зависящего от многих факторов, главными из которых являются наличие пароводяной смеси в пограничном слое, контактное сопротивление между скелетом структуры и стенкой и между элементами самого скелета, которое может изменяться от степени прижатия структуры к стенке и от изменения температурного уровня работы, что приводит к тепловому расширению проволоки сетки. К тому же в кризисном режиме толщина слоя жидкости является величиной неопределенной. Поэтому расчет величины $\Delta T_{кр}$ не может быть произведен аналитическим путем и явился предметом экспериментальных исследований (табл.1).[1]

Табл.1. Критические тепловые нагрузки и температурные напоры

	P, МПа			
	0,01	0,1	8	20
1. $q_{кр}$, Вт/м ² а) $K=K_{т.т}$ б) $K=K_y$	$2,95 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^5$	$6,9 \cdot 10^5$	$1,66 \cdot 10^5$
	$3 \cdot 10^5$	$6 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^5$	$5,8 \cdot 10^3$
2. $\Delta T_{кр}$, К	14,2	60	55,2	7,75

Исходными данными расчета являлись:

$$H = 10 \text{ м, } \cos\beta = 1,$$

$$R_h = 0,275 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

$$h = 0,27 \text{ м, } \varphi_{кр} = 0,1,$$

$$\delta_\phi = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

$$K = 5,8 \cdot 10^{-10} \text{ м}^2.$$

В расчете предполагается, что охлаждающая жидкость заполняет все живое сечение структуры и не стекает по пористому телу. Конструктивно это реализуется путем создания канала и установкой внутри его пористой структуры.[4]

Если создается избыток жидкости \tilde{m} и часть ее может свободно стекать по внешней поверхности пористого тела, необходимо ввести условный коэффициент проницаемости K_v .

Сравнивая приведенные данные видам, что в случае (5) для высоких давлений наблюдается более сильное влияние величины P на величину $q_{кр}$, поскольку начинает сказываться быстрое падение коэффициента σ . [1]

Таким образом, с помощью наложения гравитационного потенциала можно расширить величину $q_{кр}$ и стабилизировать зависимость:

$$q_{кр}=f [p] \quad (60)$$

для широкого диапазона изменения давления (0,01...20 МПа), что особенно важно, когда система работает под высоким давлением.

Влагосодержание φ оказывает влияние на величину $q_{кр}$ через отношение \tilde{m} , причем величина $\varphi_{кр}=(0,1...0,15)$ [3].

Уравнение (59) получено на основе гидродинамического анализа процессов теплообмена, где не учитываются локальные ограничения по тепловому потоку, когда контакт жидкой пленки с поверхностью невозможен из-за сильного перегрева этой поверхности за время роста парового пузыря.

В результаты экспериментальных исследований [1] показано, что учет только гидродинамических возможностей теплопереноса при наличии расхода жидкости, превышающего в (1,5...2) раза потребного, в зависимости от вида структуры, является правомерным. При этом в системе отводятся удельные тепловые потоки в (2...8) раз большие, чем в тепловых трубах, при использовании сетчатой структуры при развитом пузырьковом кипении.

Для тепловых труб, как отмечает большинство исследователей, удельный массовый поток жидкости $G_{кр}$ ограничен предельной величиной капиллярного давления и определяет гидродинамическую границу теплопередающей способности.

В исследуемой системе такого ограничения нет. Величина $G_{кр}$ определяется значением действующего напора:

$$\Delta P_{g+k}=\rho_{ж}gH + 2\sigma/R_{мин}. \quad (61)$$

Таким образом, для инженерных расчетов при отводе удельных тепловых потоков до величины $q_{кр}$ при развитом процессе кипения можно пользоваться формулой (59). Для этого необходимо знать давление, геометрию системы охлаждения и вид пористой структуры.[5]

Рассмотренный кризис теплообмена в пористой системе охлаждения представлен на основе гидродинамических условий при совместном действии гравитационных и капиллярных сил. Предложенная модель кризиса теплообмена, полученная с помощью системы дифференциальных уравнений, описывающих одномерное течение однофазной жидкости, отражает физическую картину процесса за счет ввода в общий градиент давления вязкостного члена и учета истинной скорости жидкости в пористой структуре с помощью расходного влагосодержания, что позволило получить расчетную формулу. Установлены критические величины высоты теплообменной поверхности и толщины структуры для двух режимов гидродинамики жидкости в пористых структурах, которым отвечает минимальная величина гидростатического напора, создающего оптимальное соотношение избытка жидкости в зависимости от геометрических и режимных параметров.[1]

Используя систему дифференциальных уравнений, описывающую одномерное течение однофазной жидкости, за счет ввода в общий градиент давления вязкостного члена на основании закона Дарси и учета истинной скорости жидкости в пористой структуре с помощью влагосодержания $\varphi_{кр}$ решена задача по определению критических тепловых нагрузок в пористых системах охлаждения, в которых наряду с капиллярным потенциалом действует потенциал гравитационных сил. Исследования проведены для двух случаев: жидкость движется только в сечении пористой структуры и жидкость может свободно стекать по поверхности пористого тела. Следовательно, величины $\varphi_{кр}$, K_v и параметр \tilde{m} учитывают влияние гравитационных сил, выраженное через скорость потока жидкости (направленное течение) и возможный недогрев жидкости до температуры насыщения.[1]

Глава III. Механизм кризиса теплообмена в пористой системе охлаждения ГТУ.

3.1. Расчетное уравнение для кризиса кипения в капиллярно-пористой структуре.

В пористых системах охлаждения ГТУ протекают процессы кипения жидкости. При высоких тепловых нагрузках q возможно наступление кризисной ситуации с перегревом теплообменной стенки ($q_{кр}$).

Расчет величины $q_{кр}$ применительно к исследованной пористой системе может производиться в зависимости от недогрева и скорости потока по уравнениям работы [7], из которых следует, что недогрев жидкости позволяет несколько расширить теплопередающие возможности в пористой системе охлаждения. Поскольку процессы теплопередачи протекают в тонких пористых структурах, то даже незначительный избыток свободно стекающей пленки по внешней стороне структуры, определяемый параметром \tilde{m} , при данном гидростатическом давлении ΔP_g и условном коэффициенте проницаемости K_y , создает ядро жидкости, из которого непрерывно будет подсасываться недогретый охладитель за счет разности температур и капиллярных сил. [6]

Гравитационный потенциал способствует разрушению паровых конгломератов в пористой структуре, облегчая транспорт недогретой жидкости. Тепловой поток будет расходоваться дополнительно на подогрев подтекающих относительно холодных порций жидкости.

Избыток жидкости в пористой системе создает направленное движение потоку, что приводит к деформации паровых пузырей в структуре, уменьшению диаметра, росту частоты образования пузырей [8]. При увеличении скорости потока возрастает энергия, затрачиваемая на вытеснение жидкости из пристенного пограничного слоя, а следовательно, увеличивается скорость генерации пара $V_{кр}$ и величина $q_{кр}$. Однако при некотором значении скорости потока жидкости, определяемой параметром $\tilde{m}_{кр}$, энергия, затрачиваемая на выдавливание жидкости из двухфазного пристенного слоя, будет недостаточно, и возникает кризис теплопередачи. Конечно, увеличение $q_{кр,v}$ будет достигнуто при больших расходах жидкости, что приведет к росту затрат энергии на привод нагнетательных машин. [6]

По достижению определенной величины расходного влагосодержания $\bar{\varphi}_{кр}^1$ скорость потока не будет способствовать увеличению величины $q_{кр}$, поскольку затрудняется эвакуация пара из пристенной зоны. Увеличение скорости жидкостной пленки, прилегающей к стенке, за счет параметра \tilde{m} , начнет уступать доминирующему влиянию падения влагосодержания $\bar{\varphi}^1$ в той же зоне, которое в большей степени скажется на величину $q_{кр}$, даже уменьшая ее. Поэтому требуется в каждом отдельном случае устанавливать оптимальное соотношение избытка жидкости \tilde{m} в зависимости от вида пористой структуры. [6]

Гидродинамическая модель кризиса кипения жидкости в большом объёме на технической поверхности не отражает влияния теплофизических свойств стенки, хотя оно имеет место, что может быть объяснено колебательным движением границы раздела «пар-жидкость». Это приводит к волнообразному движению поверхности нагрева. Поэтому, в отдельных местах такой поверхности следует ожидать резонансные явления, когда температура стенки будет снижаться за счет большого отбора пара, а это означает, что чем выше теплофизические свойства стенки, тем интенсивней будет происходить отвод величины q . [6]

Для пористых систем охлаждения практически для всех режимных и геометрических параметров при пузырьковом кипении воды глубина проникновения температурной волны $h_{cp} < \delta_{ст}$, поэтому в расчетные соотношения для $q_{кр}$ в работах [6-8] толщина стенки $\delta_{ст}$ не вводится.

Расчетное уравнение для $q_{кр}$ в случае, когда:

$$P \geq 0,1 \text{ МПа, а } b_r > 0,28 \times 10^{-3} \text{ м:}$$

$$q_{кр} = 0,0347 \text{ r} [g(g_{ж} - g_{п})g_{п} \bar{D}_{о.кр}]^{0,5} \times (b_r/b_o)^{0,3} (\delta_{ф}/\delta_o)^{0,5} (1 + \cos\beta)^{0,6}, \quad (62)$$

где r – теплота парообразования; g - ускорение свободного падения; $g_{ж}, g_{п}$ - плотность жидкости и пара; $\bar{D}_{о.кр}$ - размер парового конгломерата, отвечающий условию $\Delta T = \Delta T_{кр}$, определяемый по формуле работы [5]; b_r - гидравлический размер ячеек пористой структуры; $b_o = 0,14 \times 10^{-3}$ м; $\delta_{ф}$ - толщина структуры; $\delta_o = 0,18 \times 10^{-3}$ м; β - угол наклона поверхности к вертикали. [6]

Из уравнения (62) следует, что:

$$q_{кр} \sim \bar{D}_{о.кр}^{0,5} \text{ (} p \geq 0,1 \text{ МПа)} \text{ и } q_{кр} \sim \bar{f}^{0,5} \text{ (} p < 0,1 \text{ МПа)} \quad (63)$$

Величина $\bar{D}_{о.кр}$ и \bar{f} зависят от теплофизических свойств теплоотдающей поверхности: $\bar{D}_{о.кр} \sim K_{ст}^{-1}$, $\bar{f} \sim K_{ст}^2$ [5], где $K_{ст} = 1 + [(gc\lambda)_{ж}/(gc\lambda)_{ст}]^{0,5}$. Тогда для поверхностей, выполненных из меди и нержавеющей стали и покрытых сетчатыми структурами, имеем:

$$\tilde{q}_{кр} = 1,07 \text{ (} p \geq 0,1 \text{ МПа)}, \tilde{q}_{кр} = 1,15 \text{ (} p < 0,1 \text{ МПа)} \quad (64)$$

Материал стенки оказывает влияние на величину $q_{кр}$ посредством комплекса $(gc\lambda)_{ст}$, где c, λ - теплоемкость и теплопроводность стенки, но однозначно утверждать это вряд ли правомерно, т.к. практически не возможно выдержать одинаковые условия по чистоте обработки и микроструктуре. [6]

При проектировании камеры сгорания и особенно сопла необходимо учитывать некоторый запас на толщину поверхности нагрева. Возникновение кризиса кипения раньше наступит на «тонких» нагревателях, поскольку в предкризисной области кипения начнет возрастать размер «сухого» пятна в основании пузырей, процесс теплообмена резко ухудшится, увеличится температура стенки. Поверхности, имеющие большую толщину, потребуют и больше времени для их разогрева.

Для поверхностей с пористым покрытием этот вопрос особенно актуальный, т.к. в них время роста пузыря в десятки раз меньше, резко изменяются гидродинамические условия подпитки жидкостью и, следовательно, может увеличиться время пребывания пара у стенки, что исключит контакт жидкости с поверхностью теплообмена, несмотря на большой избыток жидкости \tilde{m} . [6]

Описанный процесс является предысторией развития кризиса кипения. Дальнейшая «судьба» процесса при прочих равных условиях определяется теплоаккумулирующей способностью нагрева $(gc\lambda)_{ст.}$. Когда величина комплекса будет подобрана большой, возрастает вероятность затягивания кризиса кипения, растечки теплоты вдоль поверхности нагрева возрастут, и вновь создадутся благоприятные условия контакта жидкой фазы со стенкой. Увеличение же только толщины стенки в десять раз всего на несколько процентов повышает величину $q_{кр}$, причем это явление заметнее для высокотеплопроводных материалов и при давлении, больше атмосферного. [6]

3.2. Экспериментальные исследования кризиса кипения ($q_{кр}$) от ширины ячейки сетчатой структуры (b_1)

Одномерное уравнение нестационарной теплопроводности, описывающее динамику температурного поля в парогенерирующей стенке [5], оказалось полезным для рассмотрения предельного состояния поверхности при кризисе кипения, когда на стенке под паровыми пузырями устанавливается «сухое» пятно критического размера. До этого момента протекал развитый пузырьковый процесс кипения, а в основании паровых пузырей находилось «сухое» пятно с радиусом $R_{с.п.}$ [6]

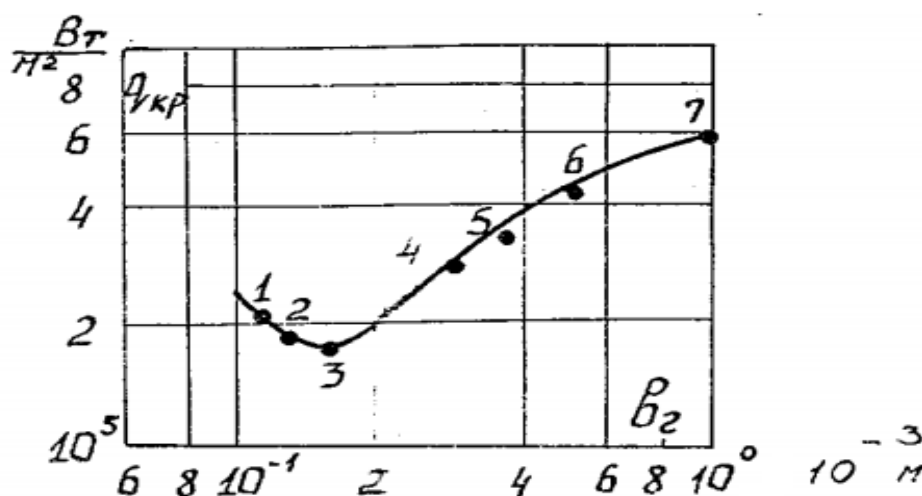


Рис.1.18. Влияние ширины ячейки сетчатой структуры на критический тепловой поток при кипении воды. Расчет выполнен по уравнению (59). Сетка и стенка изготовлены из нержавеющей стали. Опыты проведены для следующих условий: $h = 0,27$ м; $\tilde{m} = \text{опт}$; $P = 0,1$ МПа; $\beta = 0$ град. Исследованы структуры вида: 1 – $0,08 \times 0,14$; 2 – $0,08 \times 0,14 \times 0,28$; 3 – $3 \times 0,14$; 4 – $2 \times 0,28$; 5 – $0,4$; 6 – $0,55$; 7 – 1×1

Как показали расчеты [10], за время $\tau \leq 5$ с тепловые потоки достигают значений $\sim 8 \times 10^7$ Вт/м² для меди и $1,3 \times 10^8$ Вт/м² - для нержавеющей стали. Однако они будут экранированы кривыми плавления через время $\sim 0,01$ с. Возникают высокие термические напряжения растяжения в результате резкого увеличения градиентов температур в стенке. Изучено влияние различных материалов и толщин стенки на время начала разрушения поверхности в момент кризиса кипения. С помощью методов голографии и фотоупругости определено наиболее опасное место в момент разрушения пористой поверхности. [6]

Явления выброса капель жидкости из ячеек пористой структуры [7] ухудшают интенсивность теплообмена при достижении некоторого граничного теплового потока. Подбором вида структуры это явление может быть сведено к минимуму. Наименьший выброс получен для однослойных сеток с ячейками более $0,28 \times 10^{-3}$ м.

Возникающие ухудшенные режимы по своему механизму, видимо, аналогичны процессам, протекающим при движении пароводяной смеси в трубах, не имеющих пористого покрытия. Этим режимам свойственен кризис сопротивления, когда на обогреваемом участке начинает уменьшаться сопротивление трения. Это связано с тем, что вследствие сильного выброса капель сокращается расход жидкости. В начальной стадии процесса выброса жидкости капли турбулизируют процесс, то при критическом выбросе количество жидкости становится недостаточным для орошения теплообменной стенки. [6]

Интенсивный капельный унос нарушает плавное течение жидкости по внешней поверхности сетки, наблюдается разрыв пленки, что также ухудшает притоки свежих порций относительно холодной жидкости к пристенному двухфазному пограничному слою. Подбор опытным путем пористых структур практически исключил выброс капель при данном тепловом потоке, что связано с балансированием сил трения жидкости в сетках и на поверхности сеток с каплями и паровым потоком в сетках и околосеточном пространстве.

В результате нарушения баланса действующих сил количество поступающей жидкости становится недостаточным, на поверхности нагрева появляются «сухие» пятна, температура стенки плавно повышается до некоторого значения и процесс протекает при температурных напорах (60...80) К [9]. Пульсирующий режим снабжения стенки жидкостью не приводит к пережогу поверхности, хотя интенсивность теплопередачи снижается. Однако возникают пульсации температуры стенки и связанные с ними термические разрушающие напряжения, сокращающие срок службы поверхности. Поэтому важно правильно оптимизировать вид пористой структуры и не допускать высоких перегревов стенки относительно температуры жидкости. [6]

Кризисное кипение характеризуется потерей устойчивости пульсирующей жидкостной пленки и запираемостью паровыми образованиями ячеек структуры. Несмотря на достаточное количество жидкости, наблюдается резкий рост термического сопротивления пограничного слоя, ухудшение эффекта турбулизации за счет затрудненного отвода пара из ячеек пористой структуры.

При кризисе кипения, как показали голографическая интерферометрия и скоростная киносъемка [8], переносимый тепловой поток приобретает предельные значения $q_{кр}$, пузыри пара до их отрыва начинают проникать в соседние ячейки структуры, сливаются в конгломераты и образуют очаговые зоны паровых пленок. Содержащиеся пленки жидкости под паровыми конгломератами высыхают и, несмотря на имеющееся большое количество жидкости в пористой структуре и на ее поверхности, охладитель не может проникнуть к стенке. [6]

Наступает предельное значение температурного напора по отношению к температуре насыщения T_n :

$$\Delta T_{кр} = T_{кр} - T_n, \quad (65)$$

где величина $T_{кр}$ соответствует значению $q_{кр}$. При $\Delta T \geq \Delta T_{кр}$ что более вероятно для пористых структур при $p < 0,1$ МПа, когда имеют место наименьшие значения критического перегрева стенки, либо для сеток с ячейками менее $0,14 \times 10^{-3}$ м, микрослой жидкости испаряется под паровым пузырем, или его конгломератом, резко возрастает температура стенки в окрестности «сухого» пятна, исключая контакт имеющийся порции жидкости со стенкой. [6]

Изучение кипения жидкости без пористой структуры показывает, что в случае приближения теплового потока к величине $\sim 1 \times 10^5$ Вт/м² резко увеличивается число центров парообразования, пленка жидкости «набухает». Паровые пузыри начинают взаимодействовать друг с другом, разрушаясь при меньших размерах. Основная доля тепла расходуется на испарение жидкости в пузыри. При наступлении критического режима пленка жидкости распадается на сфероидальные капли и не смачивает поверхность нагрева. Температура стенки начинает резко возрастать, вплоть до его прогара. Увеличение расхода жидкости не приводит к положительным результатам. Кризис наступает в тот момент, когда скорость испарения жидкости превышает скорость ее растекания по поверхности. Происходит высыхание пленки на периферии поверхности нагрева и стягивание ее к центру.

Поскольку размеры пор исследованных сеточных структур можно считать одинаковыми, выход пара из них будет равновероятным. Паровые столбики могут генерироваться в значительно больших ячейках, чем, например, в порошковых материалах, и отстоящих друг от друга на меньшем расстоянии, и даже в ячейках, вплотную прилегающих друг к другу. Для воды при кипении в большом объеме под атмосферным давлением критическая длина волны $\lambda_{кр}$ между паровыми столбиками составляет $(15 \dots 25) \times 10^{-3}$ м, то для порошкового пористого покрытия она в $(5 \dots 15)$ раз меньше. [6]

Поскольку величина $q_{кр} \sim U_{кр} \sim \lambda_{кр}^{-0,5}$, то значение $q_{кр}$ для порошковых материалов оказывалось в два раза выше, однако при температурном напоре $\Delta T = (600 \dots 800)$ К. Для сеточных структур, работающих в поле гравитационных сил, несмотря на еще меньшее значение величины $\lambda_{кр}$, величина $q_{кр}$ была близка к значениям, достигнутым при кипении в большом объеме на технической поверхности, однако при величине $\Delta T_{кр} = 60$ К [7].

Следовательно, определяющим фактором кризиса кипения следует считать гидродинамическую обстановку в объеме и на поверхности сеток, которая, в свою очередь, зависит от вида структуры и организации подвода жидкости. [6]

За счет незначительного избытка жидкости (слабого недогрева и скорости потока), как показали визуальные наблюдения, стало возможным управлять паровым фронтом в объёме структуры и, прежде всего, разрушать скапливающиеся паровые образования [5].

Оценка для кризисного состояния доли поверхности, занятой паром, для:

$$p = 0,1 \text{ МПа}, \Delta T_{\text{кр}} = 60 \text{ К}, \bar{D}_{\text{о.кр}} = 0,5 \times 10^{-3}, \tilde{m} = 1,1, \bar{n} = 5 \times 10^6 \text{ м}^{-2}, \text{ дает:}$$

$$F_{\text{п}}/F \geq \pi \cdot \bar{D}_{\text{о.кр}} \cdot \bar{n} \times K_{\text{мин}}/4 \cdot 1 \geq 2,5 \cdot \pi/16, \quad (66)$$

где $K_{\text{мин}}$ – коэффициент, учитывающий наличие «сухого» пятна под паровым пузырем. В момент кризиса величина $K_{\text{мин}} \geq 0,5$ [9].

Число ячеек для структуры $0,4 \times 10^{-3}$ м, приходящихся на 1 м^2 , составляет $2,78 \times 10^6$ шт, т.е. в момент кризиса в каждой ячейки может находиться по два паровых пузыря. [6]

При кипении жидкости в большом объеме для горизонтального нагревателя с технической поверхностью в теории гидродинамического кризиса соотношение:

$$F_{\text{п}}/F = \frac{\tilde{\pi}}{16}, \quad (67)$$

т.е. в 2,5 раза меньше. При стремлении величины $K_{\text{мин}} \rightarrow 1$, отношение

$$F_{\text{п}}/F \rightarrow 1 \quad (68)$$

Геометрические размеры, существенно влияющие на перераспределение капиллярного и гравитационного потенциалов, оказывают воздействие на величину $q_{\text{кр}}$ и требует оптимизации. Наибольшее значение $q_{\text{кр}}$ получены для вертикальных поверхностей с крупными размерами ячеек ($\beta = 0$ град.) [7], где β – угол наклона поверхности к вертикали.

Существенной зависимости теплопередающей способности исследованной системы от ширины ячейки сетки (в десятки раз), как это имеет место в тепловых трубах, не замечено. Это можно объяснить тем, что при малых размерах ячеек при наличии гравитационных сил, высокое гидравлическое сопротивление не столь ограничивает расход жидкости, который может частично стекать по сетчатой поверхности. В то же время повышенный размер ячеек не приводит к значительному уменьшению транспортной способности. Однако ширина ячейки сетки в рассматриваемой системе оказывает влияние на динамику развития паровых пузырей и, следовательно, на интенсивность теплообмена и величину $q_{\text{кр}}$ (см.Рис. 1.18).

Протекание процесса пузыреобразования в отдельных (изолированных) ячейках, как это имело место в исследуемой пористой системе охлаждения, предотвращает преждевременное слияние паровых пузырей и образование сплошной паровой пленки. Наличие крупных ячеек позволяет улучшить отвод легкой фазы от парогенерирующей поверхности. Однако увеличивать ячейки, начиная с ширины $0,4 \times 10^{-3}$ м, не целесообразно, поскольку в таких ячейках, подобно кипению на технической поверхности без пористого покрытия, возникают паровые конгломераты. [6]

В сетчатых пористых структурах явление кризиса теплоотдачи протекает более плавно, чем на гладкой поверхности, что аналогично вапотронному эффекту [9], когда на поверхности нагрева преднамеренно создается определенный рельеф с помощью выступов и углублений. В кризисной ситуации зона пленочного кипения начинает смещаться от основания ребер к их вершинам, увеличивая интенсивность теплоотдачи и величину $q_{кр}$. Это позволяет растянуть кризис кипения на неизотермической поверхности [10]. В пористой системе охлаждения наличие пор и капилляров на поверхности теплообмена создает искусственную шероховатость, которая в данном случае будет играть роль ребер. К тому же необходимо учесть стабилизирующее действие капиллярных сил, выравнивающих распределение жидкости по теплообменной поверхности. [6]

Глава IV. Разработка конструктивных схем устройства.

4.1. Экспериментальная установка. Исследование сопел и камер сгорания.

В системах охлаждения протекают процессы пузырьчатого кипения жидкости (воды). При высоких тепловых нагрузках не исключается наступление кризисной ситуации с возможным перегревом теплообменной стенки. Для исследования кризиса кипения нами собиралась экспериментальная установка, схема которой и условия проведения экспериментов представлены в [7](рис. 1.19,1.20,1.21.).



Рис. 1.19 Общий вид экспериментальной установки, выполненной в виде огнеструйной горелки ракетного типа. Камера сгорания и сверхзвуковое сопло охлаждаются капиллярно-пористой системой. [11]

Расчет величины $q_{кр}$ применительно к исследованной пористой системе может производиться в зависимости от недогрева и скорости потока по уравнениям работы [8], из которых следует, что недогрев жидкости позволяет несколько расширить теплопередающие возможности в пористой системе охлаждения. [11]

Поскольку процессы теплопередачи протекают в тонких пористых структурах, то даже незначительный избыток свободно стекающей пленки по внешней стороне структуры, определяемый параметром \tilde{m} , при данном гидростатическом давлении ΔP_d и условном коэффициенте проницаемости K_y , создает ядро жидкости, из которого непрерывно будет подсасываться недогретый охладитель за счет разности температур и капиллярных сил. [11]

К тому же гравитационный потенциал способствует разрушению паровых конгломератов в пористой структуре, облегчая транспорт недогретой жидкости. Тепловой поток будет расходоваться дополнительно на подогрев подтекающих относительно холодных порций жидкости. [11]

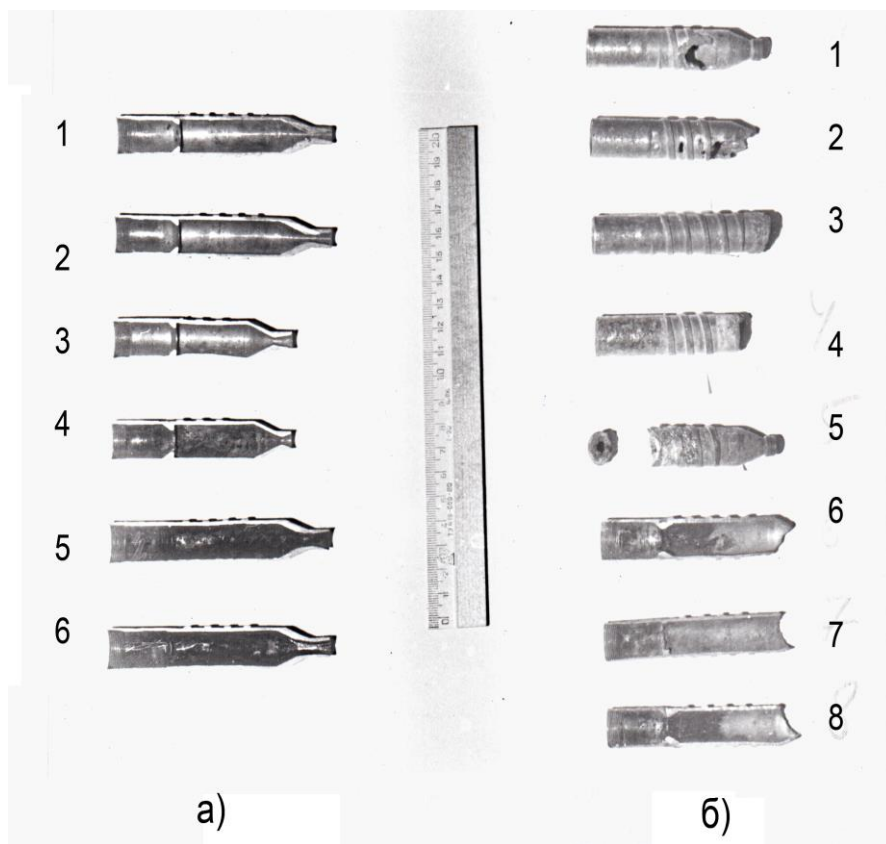


Рис.1.20. Разрушенные камеры сгорания и сверхзвуковые сопла горелки:
а) сопла выполнены без утолщения стенки: 1,2,3,4 – до эксплуатации; 5, 6 – после 40 часов эксплуатации (разрушены дефлекторные кольца и увеличены сечения сопел); 1, 2, 5, 6 – $\alpha = 0,8$; 3, 4 – $\alpha = 0,6$; 4 – камеры сгорания с укороченным соплом (обеспечивала проведение детонационного режима горения). Система охлаждения – водяная ($q_{кр.сеч.} = 1 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$; $\bar{w} = 10 \text{ м/с}$)
б) сопла выполнены с утолщением стенки: 1-8 – $\alpha = 0,6 \dots 0,65$; разрушение произошло в результате прорыва газов в водяную систему охлаждения при разгерметизации уплотнений; 5 – камера сгорания с оплавленным завихрителем. [11]

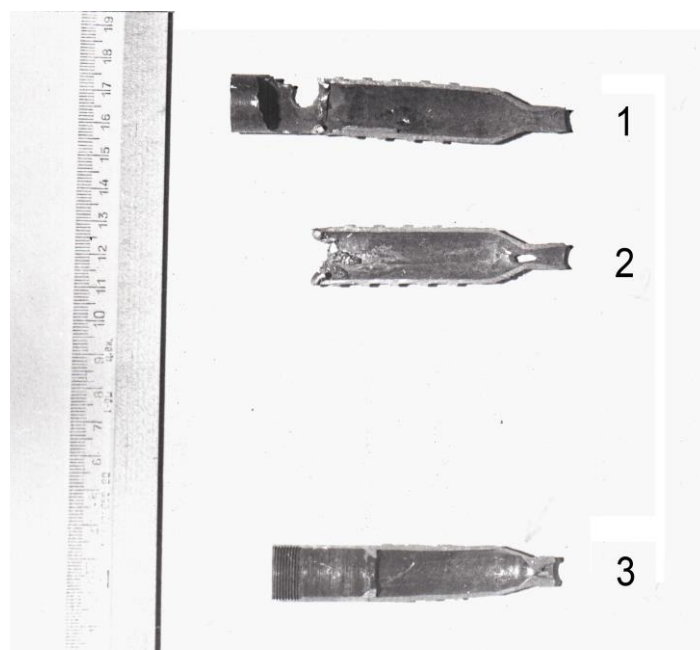


Рис.1.21. Разрушенные камеры сгорания, сопла и «юбки» в результате проникновения пузырей по причине плохой пайки хвостовой части камеры (1,2); $\alpha=0,65$; сопла выполнены с цилиндрической внешней поверхностью; 3 – укороченное сопло с утолщением стенки; разрушение начало проходить в начале эксплуатации на внешней поверхности перед критическим сечением; $\alpha=0,65$; водяное охлаждение ($q_{кр.сеч.}=1 \cdot 10^6$ Вт/м², $\bar{W} = 10$ м/с) [11]

Избыток жидкости в пористой системе создает направленное движение потоку, что приводит к деформации паровых пузырей в структуре, уменьшению их диаметра, росту частоты образования пузырей [5]. При увеличении скорости потока возрастает энергия, затрачиваемая на вытеснение жидкости из пристенного пограничного слоя, а следовательно, увеличивается скорость генерации пара $V_{кр}$ и величина $q_{кр}$. Однако при некотором значении скорости потока жидкости, определяемой параметром $\tilde{m}_{кр}$, энергии, затрачиваемой на выдавливание жидкости из двухфазного пристенного слоя, будет недостаточно, и возникает кризис теплопередачи. Конечно, увеличение $q_{кр,v}$ будет достигнуто при больших расходах жидкости, что приведет к росту затрат энергии на привод нагнетательных машин. [11]

По достижению определенной величины расходного влагосодержания $\bar{\varphi}_{кр}^1$ скорость потока не будет способствовать увеличению величины $q_{кр}$, а в некоторых случаях может привести даже к снижению величины $q_{кр}$, поскольку затрудняется эвакуация пара из пристенной зоны. Увеличение скорости жидкостной пленки, прилегающей к стенке, за счет параметра \tilde{m} , начнет уступать доминирующему влиянию падения влагосодержания $\bar{\varphi}^1$ в той же зоне, которое в большей степени скажется на величину $q_{кр}$, даже уменьшая ее. Поэтому требуется в каждом отдельном случае устанавливать оптимальное соотношение избытка жидкости \tilde{m} в зависимости от вида пористой структуры. [11]

4.2. Конструктивные схемы энергетических газотурбинных установок.

Проточная часть современных ГТ с осевым подводом газов традиционно имеет несколько ступеней (от 3 до 5), состоящих из сопловых и рабочих лопаток (рис.1.22 и 1.23). Совокупность отдельных ступеней ГТ образует ее лопаточный аппарат, а вместе с входным, выходным и промежуточным аэродинамическими устройствами – ее проточную часть.[18]

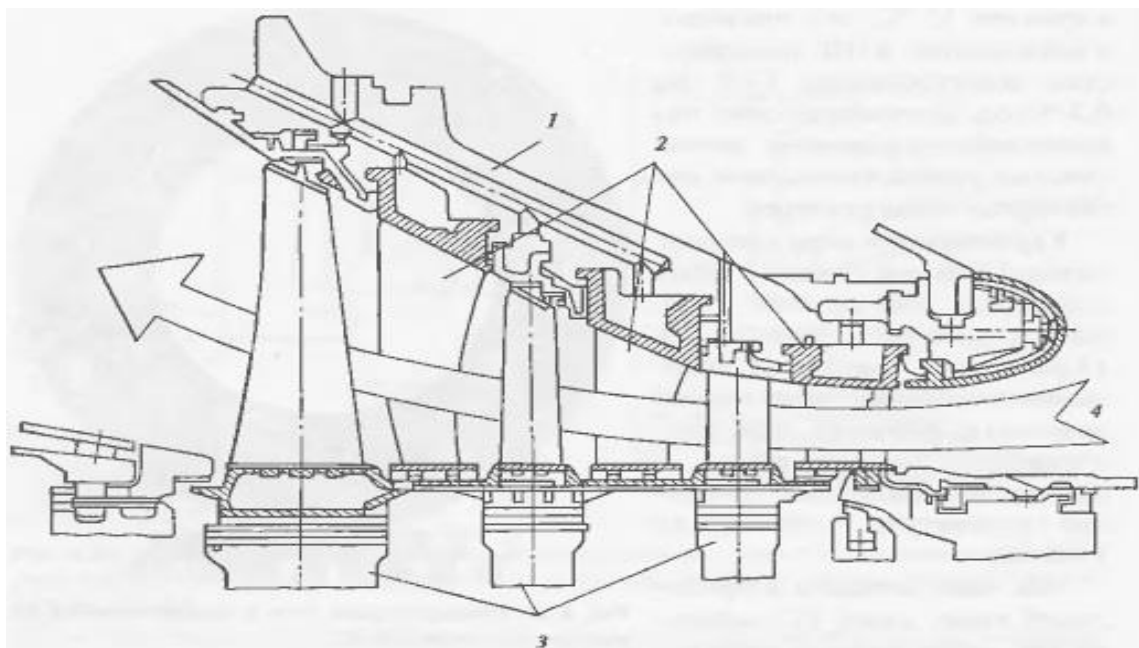


Рис.1.22. Пример конструктивной схемы проточной части ГТ (ГТУ типа GT8С фирмы АВВ)

1- Несущая часть корпуса с каналами подвода охлаждающего воздуха; 2 – сопловые лопатки; 3 – рабочие лопатки; 4 – направление потока газов.

На входе в сопловые лопатки (сопловый аппарат – СА) турбинной ступени поток газов обладает запасом тепловой энергии, определяемым начальным давлением p_0 , температурой T_0 и энтальпией h_0 . В каналах соплового аппарата часть потенциальной энергии потока преобразуется в кинетическую энергию, в результате чего уменьшаются его давление с p_0 до p , температура с T_0 до T_1 , возрастает его скорость с c_0 до c_1 . Схемы скоростей потока газов c и усилий в ступени ГТ приведены на рис.1.23. [18]

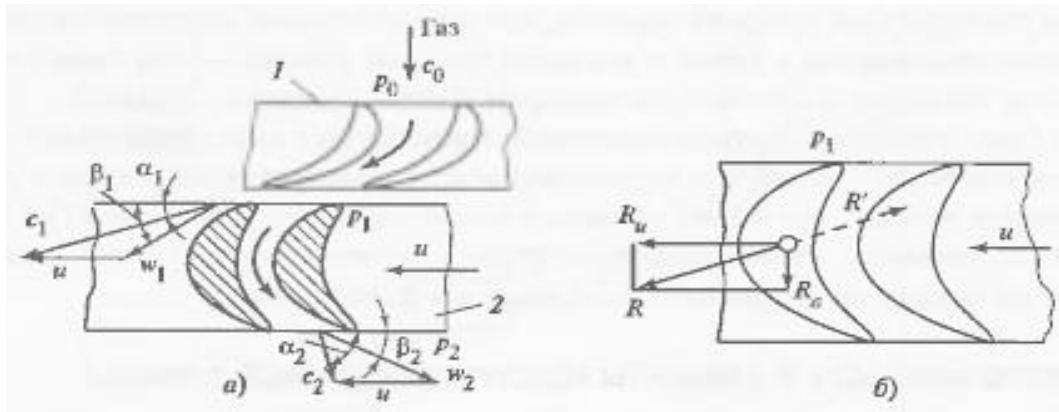


Рис.1.23. Схемы скоростей потока (а) и усилий (б) в ступени турбины
1- Сопловая решетка; 2 – рабочая решетка

Поток газа, вышедший из соплового аппарата под углом α_1 , попадает в каналы рабочей решетки. При обтекании этой решетки происходит изменение направления газов, их ускорение и изменение количества движения. Струя газа воздействует на рабочие лопатки с усилием R . Рабочие лопатки вместе с рабочими дисками вращаются по окружности со скоростью u , поэтому составляющая усилия R_u , действуют на все рабочие лопатки, создает крутящий момент на дисках и роторе ГТ.

Состояние газа перед ступенью определяют по параметрам полного торможения (рис.1.24). Отрезок $O-O'$ соответствует кинетической энергии газа, имеющего на входе в сопловую решетку скорость c_0 , процесс $O'-1$ – расширению газа в сопловой решетке, процесс $1-2$ – расширению газа в рабочей решетке. Соответственно, H_{0c}^* и H_{0p} – располагаемые теплопадения на сопловую и рабочую решетки, а H_0^* – теплопадение на всю турбинную ступень. [18]

Схема многоступенчатой ГТ с числом ступеней z и процесс расширения газа в h, s – диаграмме приведены на рис.1.25. На нем показаны располагаемое H_0^* и использованное H_i^* теплопадения в ГТ, которые позволяют в общем виде определить:

КПД проточной части ГТ (относительный внутренний КПД)

$$\eta_{ГТ}^* = \frac{H_i^*}{H_0^*}; \quad (69)$$

Внутреннюю мощность ГТ (при постоянном расходе газа G через проточную часть), кВт,

$$N_{iГТ} = GH_i^* \quad (70)$$

Состояние газа на выходе ГТ показано с учётом наличия диффузора.

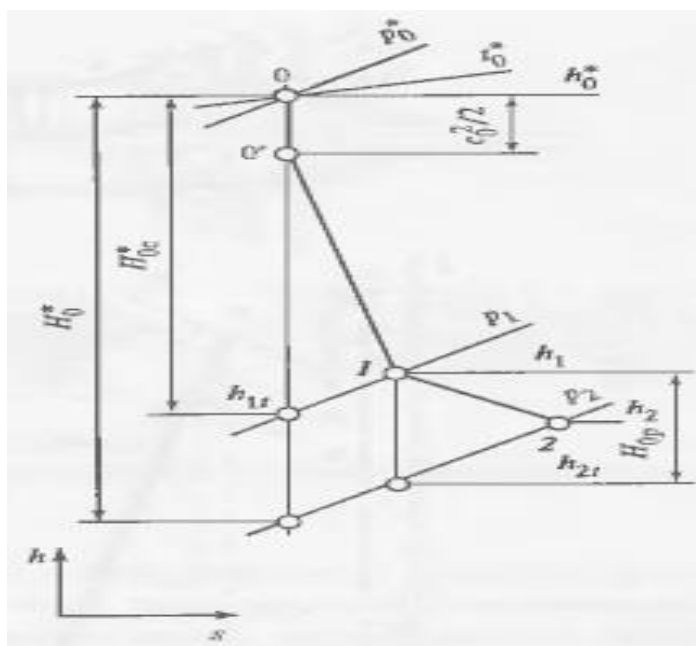


Рис.1.24. Тепловой процесс в ступени турбины в h,s – диаграмме

При построении процесса расширения газов в ГТ использованы значения статических давлений $p_{н.т.}$ и $p_{к.т.}$ и температур $T_{н.т.}$ и $T_{к.т.}$, а также значения полных давлений $p_{н.т.}^*$ и $p_{к.т.}^*$ и температур торможения $T_{н.т.}^*$ и $T_{к.т.}^*$. КПД крупных осевых ГТ $\eta_{ГТ}$ зависит от размеров и контура сечения проточной части, от скорости газов за ГТ и равен 0,9 – 0,94.

Ротор газовой турбины – основной элемент ее проточной части. Его конструкция определяется конструктивной схемой ГТУ. Он состоит из вала, опирающегося на подшипники скольжения или качения, дисков, насаженных на вал и стянутых сквозными болтовыми соединениями (12-16 шт), и лопаток, укрепленных в дисках. Частота вращения ротора совпадает с частотой энергосистемы, если он через муфту непосредственно присоединен к электрогенератору. Она может быть значительно выше при наличии редуктора или при использовании более сложной конструктивной схемы ГТУ. Ротор газовой турбины может быть сконструирован по одной из схем (рис.1.26). Преимуществом обладает ротор, в котором на основной вал насажены диски, имеющие хиртовое зацепление по периметру. Они стянуты в один сборочный узел, что обеспечивает прочность и жесткость конструкции. Критическая частота вращения такой конструкции намного превышает рабочую. Применение сквозных стягивающих болтов рабочих дисков ГТ увеличивает надежность передачи усилий. [18]

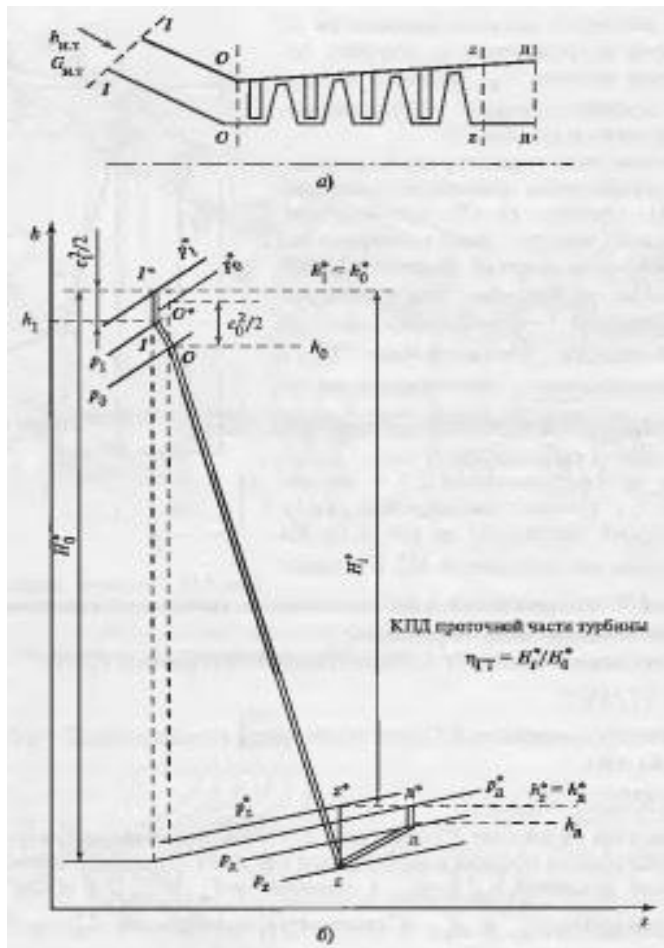


Рис.1.25. Схема проточной части газовой турбины (а) и процесс расширения газов в h,s – диаграмме (б)

1-1 сечение входа в конфузорный патрубок ГТ; О-О- сечение входа в сопловый аппарат первой ступени ГТ; =-=- сечение выхода газов из последней ступени; Д-Д – сечение выхода газов из диффузора ГТ; $p_0^* = p_{н.т.}$; $p_{д}^* = p_{к.т.}$

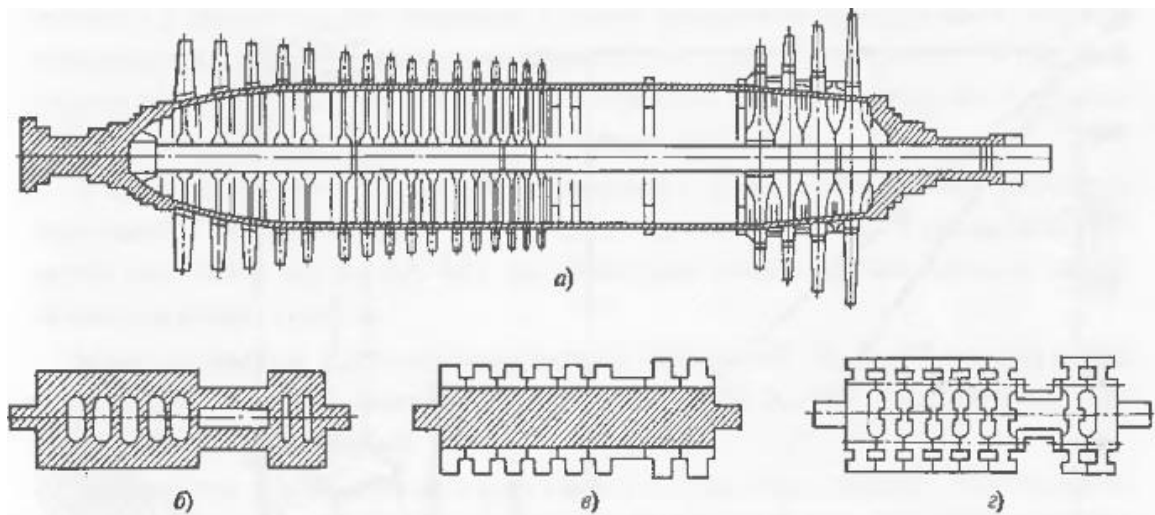


Рис.1.26. Варианты конструкций ротора газовой турбины
 А) – диски соединены центральной стяжкой; б) – диски заварены; в) – диски насажены на вал; ш) – диски стянуты несколькими анкерными болтами

Диски ротора ГТ выполняют из кованных заготовок на базе никелевого сплава. Для ГТУ типа НТЭ-180 (АО «Авиадвигатель» и АО ЛМЗ), например, использован материал марки 26ХНЗБ2ФА. Изготовленные из заготовки диски при сборке центруются по хиртам. При этом пояс жесткости изолирован от проточной части поясом лабиринтных уплотнений, исключающих перегрев металла при протечках газа через лабиринты.

Каждый диск ротора ГТ обычно проходит необходимые испытания при высокой температуре для проверки неизменности его размеров.

Особенностью конструкции ГТ является большая удельная мощность турбинной ступени. При одинаковой внутренней мощности паровой и газовой турбин 3—Мат нагрузка на каждую ступень в ГТ на порядок выше. Следует помнить, что электрическая мощность ГТУ примерно в 3 раза меньше, чем внутренняя мощность собственно ГТ. Газовые турбины характеризуются высокими газодинамическими нагрузками и большими окружными скоростями, достигающими 45 м/с. [18]

Увеличение начальной температуры газов перед турбиной заставляет повсеместно применять охлаждение прежде всего ее лопаточного аппарата. Для этой цели применяют цикловой воздух, забираемый за отдельными ступенями компрессора в количестве до 10% общего расхода. С уменьшением числа турбинных ступеней до двух-трех в каждой из них срабатывается больше энергии газа и сильнее снижается его температура (рис.1.27). В ГТ, число ступеней в которых доходит до 5, необходимо направлять больше охлаждающего воздуха, что заметно влияет на характеристики всей установки. Специалисты ряда фирм – изготовителей ГТУ считают, что четырехступенчатая конструкция ГТ обеспечивает оптимальное соотношение между аэродинамическими КПД и потерями, связанными с вводом охлаждающего воздуха. [18]

Лопатки газовой турбины под действием газового потока создают вращающий момент, передаваемый на ротор. Сравнительно небольшие колебания этого усилия под действием внешних факторов могут вызвать вибрацию лопаток. Необходимо исключить вероятность резонанса частот периодически изменяющего усилия, создаваемого газовым потоком, и собственных частот колебаний лопаток на всех скоростях вращения ротора, особенно при пуске и остановке. Для надежности турбинной конструкции необходимо также эффективное подавление вибраций.

Сопловые и рабочие лопатки ГТ существенно отличаются по конструкции от аналогичных лопаток паровых турбин, прежде всего это относится к сложной схеме внутренних каналов для пропуска охлаждающего воздуха. [18]

На рис.1.28 приведен пример конструкции современных лопаток газовых турбин фирмы General Electric. Из рисунка видно, что к рабочей части лопатки примыкает ножка довольно большой длины. В ее функции входит термоизоляция дисков ротора и ослабление динамической чувствительности. Крепление ножки к диску осуществляется с помощью елочного и зубчикового хвостовика, благодаря чему в области ножки лопатки

сохраняется невысокая температура, а концентрация напряжений сведена к минимуму.

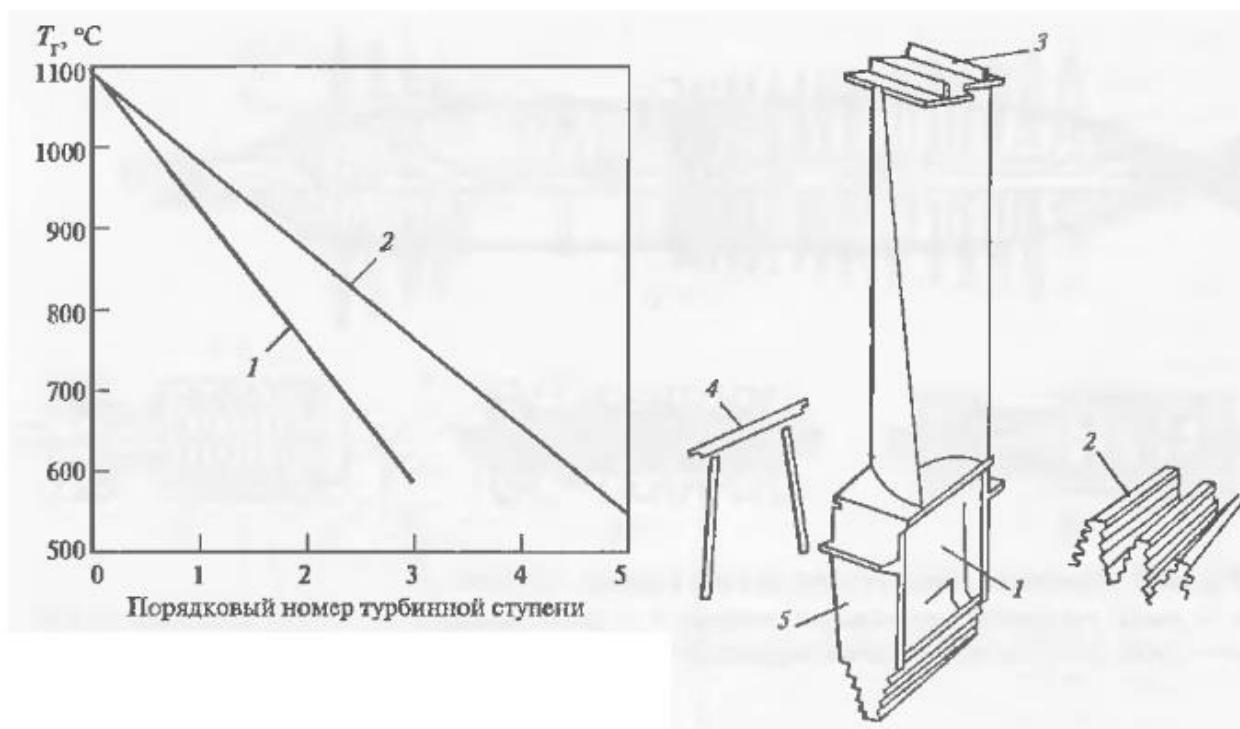


Рис.1.27. Изменение температуры газа T_g по тракту проточной части ГТ при трех (1) и пяти (2) ступенях

Рис.1.28. Лопатки ГТ фирмы Рис.4.19. Лопатки ГТ фирмы General Electric
1- ножка лопатки; 2 – крепление хвостовика; 3 – бандажная полка; 4 – штифты и уплотнения; 5 – уплотнение междискового пространства.

Дополнительным средством демпфирования колебаний служат штифты, которые устанавливаются примерно на середины длины лопатки под гранью, отделяющие ее от ножки, между смежными лопатками.

Демпфирование с помощью таких штифтов фактически подавляет все виды вибраций в тангенциальном направлении и существенно снижает амплитуды вибраций в других режимах. [18]

Конец лопатки имеет бандажную полку, которая служи также важнейшим средством подавления вибраций. Такими антивибрационными полками снабжают лопатки второй и последующих ступеней турбины. Перед вводом турбины в эксплуатацию бандажи лопаток соединяют между собой, образуя непрерывный обод. Естественное стремление лопаток распрямиться под действие центробежных сил способствует сжатию соседних бандажных секций и обеспечивает электродинамическое демпфирование.

В некоторый конструкциях ГТ (например, типа ГТЭ-180) над рабочими лопатками в обоймах закреплены вставки с литыми сотами (в указанном случае из материала марки ВХ-4Л), допускающие частичное касание, не приводящее к износу лопаток.

Материалом для изготовления лопаток проточной части ГТ служит сплав высокого качества на никелевой или кобальтовой основе с присадками хрома, молибдена, вольфрама, титана и алюминия. [18]

Технология прецизионного вакуумного литья обеспечивает изготовление полых лопаток со сложной системой охлаждения каналов. Для уменьшения и предотвращения дефектов материала на границах зерна применяются лопатки с направленной кристаллизацией и монокристаллические лопатки. Получаемые при этом преимущества по прочности обеспечивают возможность повышения допустимой температуры поверхности лопаток на 25⁰С при направленной кристаллизации и 50⁰С при монокристаллах (в итоге эта температура достигает 950⁰С).

В перспективе намечается применение керамических материалов, что позволит увеличить температуру поверхности лопаток, КПД и мощность установки. Ведется работа по повышению надежности их изготовления, а также по улучшению таких параметров, как вязкость и коррозионная стойкость материалов. [18]

Для обеспечения высокой надежности при эксплуатации лопаток, особенно первой турбинной ступени, применяют теплозащитные (термобарьерные слои) и антикоррозионные покрытия (обычно двухслойные: керамика + металл). Эти покрытия позволяют удлинить срок работы лопаток при температуре газов свыше 1200⁰С до 15.000 часов. Конструкция проточной части позволяет заменить любую лопатку без извлечения ротора и дополнительной его балансировки.

Все лопатки проточных частей ГТ и компрессора проходят индивидуальную стендовую проверку. Каждая лопатка взвешивается, ее параметры вводятся в компьютер. [18]

Во избежание проблем с резонансными колебаниями количество сопловых лопаток ГТ выбирают равным или кратным простым числам. Масса отдельно лопатки может составить от 10 до 30 кг. В таблице 4.1 в качестве примера приведены конструктивные параметры проточной части ГТУ типа ГТЭ-115 -1170 (проект АО «Турбоатом», город Харьков).

Диаметр дисков рабочих лопаток обычно не превышает 2 метра, а их толщина доходит до 600 мм.

Ротор газотурбинного агрегата (компрессора и ГТ) вращается в опорных подшипниках, рабочие поверхности которых изготовлены из баббита. Упорный подшипник и один из опорных подшипников расположены в зоне входного патрубка компрессора. Второй опорный подшипник обычно находится в отдельном корпусе в зоне выходного патрубка ГТ. [18]

Таблица 2. Конструктивные параметры проточной части ГТУ типа ГТЭ-115-1170

Параметр	Значение параметра на ступени газовой турбины			
	1-й	2-й	3-й	4-й
Высота сопловой лопатки, мм	144	207	336	510
Высота рабочей лопатки, мм	155	245	398	600
Число сопловых лопаток в ступени	84	72	66	72
Число рабочих лопаток в ступени	107	86	89	97
Реактивность ступени	0,36	0,38	0,42	0,45
Распределение мощности по ступеням, %	31	24	24	21

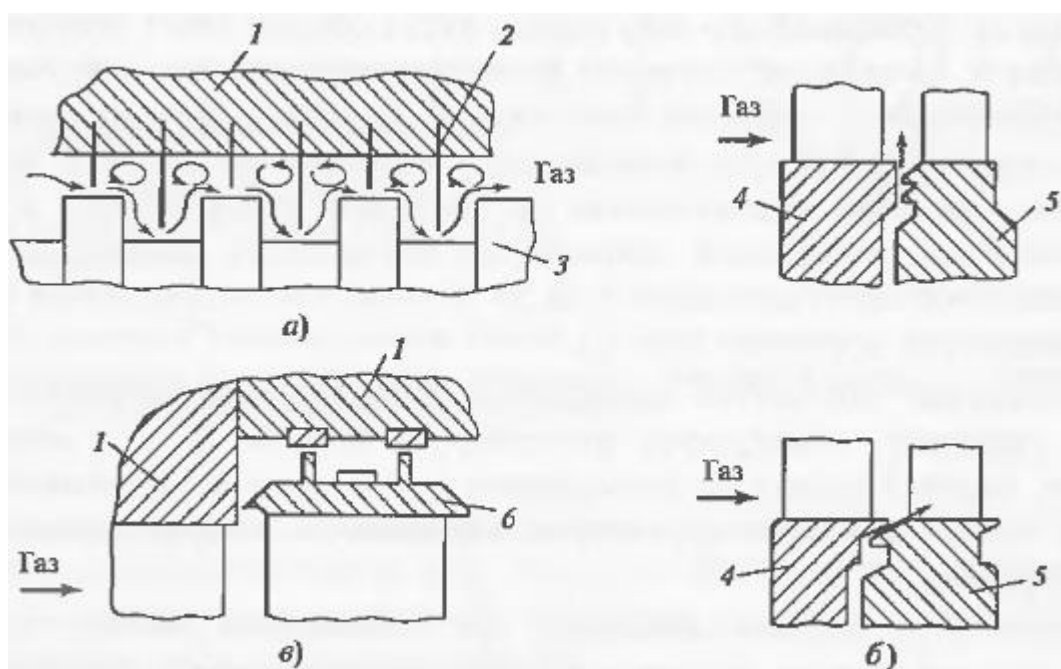


Рис.1.28. Уплотнение в проточной части турбины.

а- концевое, б- корневое, в-бандажное, 1,3- корпус и ротор турбины;
1- Гребень уплотнение ; 3- диафрагма; 5 - диск; 6- бандаж.

Подшипники смазываются и охлаждаются маслом, поступающим из масляной системы. Корпуса подшипников имеют горизонтальный разъем. Благодаря этому, ревизия, ремонт и замена подшипников могут быть выполнены без вскрытия газотурбинного блока. [18]

При прохождении горячих газов по ступеням ГТ часть их попадает в зазор между обойной и сопловой решеткой и ротором, а часть уходит через зазор между вершинами рабочих лопаток и корпусом турбины. Эти утечки рабочего тела не совершают полезную работу. Для уменьшения утечек газа между ступенями в турбине устанавливают внутренние уплотнения разной конструкции (рис.1.28). Уплотнение вращающегося ротора со стороны компрессора и выходной части ГТ осуществляется концевыми уплотнениями различной конфигурации и соответствующей эффективности (рис.1.29). [18]



Рис. 1.29. Концевые уплотнения вала ГТ

Статор газотурбинного агрегата состоит из отдельных секций: кожуха компрессора, КС и маленькая ГТ вместе с диффузором воздушного кожуха, кожуха компрессора и компрессорного выхлопа, оболочки КС, кожуха турбины и выхлопа. Эти элементы корпуса, разделенные горизонтальным разъемом на верхнюю и нижнюю половины, соединены болтами и образуют жесткую конструкцию. Корпусный блок с помощью ступей со спаренными «мертвыми» точками опирается на основную фундаментальную раму.

Расположение некоторых ГТУ на раме типа салазок с максимально возможным размещением вспомогательных агрегатов, трубопроводов, электропроводки характерно для установок небольшой мощности. Такое конструктивное решение позволяет сократить сроки и затраты на монтаж, повысить его качество, упрощает устройство фундамента и облегчает доступ для осмотра и ремонта. [18]

Выходные газы ГТУ либо отводят непосредственно в дымовую трубу, либо направляют для использования большей части их теплоты в теплообменниках, котле-утилизаторе и т.п. Во всех случаях в конце тракта устанавливают перекрывающую заслонку против ускоренного расхолаживания турбины тягой дымовой трубы в периоды простоя.

На выходе из проточной части ГТ газы имеют высокую температуру (500-600⁰С) и значительную осевую скорость, достигающую 200 м/с и более. Сопротивление газового тракта за ГТ преодолевается избыточным давлением ее газов, и с его увеличением снижаются использованное теплопадение и электрическая нагрузка ГТУ. [18]

При выборе конструктивной схемы выходного патрубка ГТ в виде диффузора учитывают требования эффективности и надежности.

Диффузор в современных ГТУ часто выполняют с осевым или диагональным выходом (рис.1.30). Он обеспечивает снижение скорости газов и восстановление давления потока газов, некоторое его увеличение по сравнению с давлением газов за последней турбинной ступенью, т.е. преобразование кинетической энергии в потенциальную. [18]

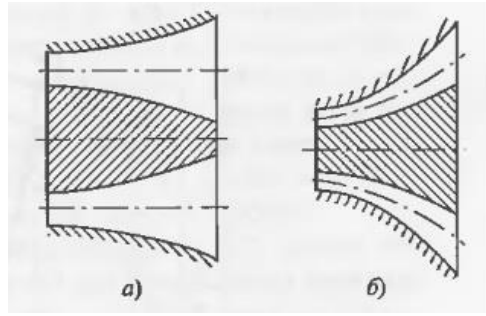


Рис.1.30. Схема диффузора с осевым (а) и диагональным (б) выходом

Диффузор характеризует его ГПД η_d , равным отношению действительного прироста потенциальной энергии к максимально возможному при изоэнтропном сжатии (рис.1.31):

$$\eta_d = \frac{h_{2_{из}} - h_{2f}}{h_{2_{к.т.}} - h_{2f}} \approx 0,65-0,70 \quad (71)$$

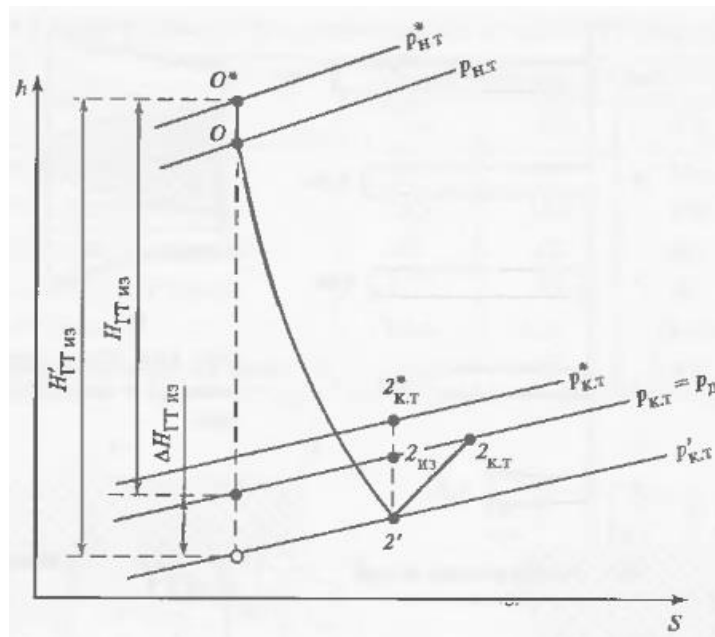


Рис.1.31. Рабочий процесс многоступенчатой ГТ с выходным диффузором в h,s – диаграмме

$\Delta H_{ГТ_{из}}$ - увеличение располагаемого изоэнтропного теплопадения в ГТ; $H_{ГТ_{из}}$ - в результате установки выходного диффузора; $H'_{ГТ_{из}}$ - полное располагаемое изоэнтропное теплопадение в ГТ с учетом установки диффузора.

5.2. Области и применения систем охлаждения в газотурбинных установках.

Наиболее простым и естественным путем освоения области высокой температуры T_G газа перед турбинами ГТУ и ГТД является использование для изготовления деталей турбин материалов, способных выдерживать эти температуры и большие напряжения в течение заданного срока службы. Основное применение в турбинах находят жаростойкие и жаропрочные сплавы на основе никеля, легированные различными присадками. Механические свойства таких материалов постоянно улучшаются, однако темпы роста температуры T_G , обусловленные совершенствованием металлических материалов, отставали и отстают от темпов роста T_G .

Освоение высоких температур с помощью конструкционных керамических материалов является весьма перспективным, однако на практике реализуется медленно: не смотря на почти 50-летнюю историю создания керамических материалов для газов турбин, разработки технологических процессов получения лопаток и других деталей из них, проблема далека от решения, и по-прежнему при термоциклических нагрузках остаются недостаточно высокими механические характеристики керамических материалов. Поэтому приходится все элементы проточной части турбины с целью понижения их температуры (по сравнению с температурой газа) до уровня, при котором обеспечивается надежная работа лопаток и других деталей в течение заданного срока службы. [12]

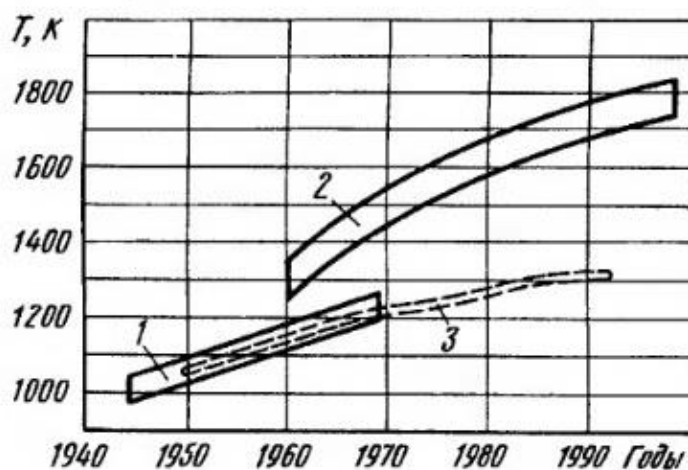


Рис.1.37. Температура газа перед турбинами авиационных ГТД и жаропрочных материалов в разные годы:

- 1- Неохлаждаемые лопатки; 2- охлаждаемые лопатки; 3- жаропрочность материалов

Начиная с 1960-х годов темп роста температуры газа перед турбиной (рис.1.37) значительно превышает темп роста жаропрочности материалов, что объясняется прежде всего достижениями в создании эффективных систем охлаждения. Подобные тенденции имеют место и для транспортных (прежде всего для судовых), и для стационарных ГТУ и ГТД, хотя и на более низком уровне температур T_G . Эти тенденции, по-видимому, будут сохраняться и в будущем. [12]

Под системой охлаждения ГТУ и ГТД подразумевается в общем случае специально спроектированная и сконструированная техническая система – совокупность элементов и узлов, предназначенных для отбора, подготовки, подачи и использования охлаждающего агента с целью снижения температуры деталей газовых турбин (иногда и осевых компрессоров) до уровня, при котором обеспечивается их прочность и надежность. Основными деталями, требующими охлаждения, являются сопловые и рабочие лопатки, диски, другие элементы корпусов и роторов, непосредственно соприкасающиеся с рабочим телом.

Охлаждение лопаток газовых турбин позволяет понизить температуру T_c их поверхностей по сравнению с температурой T_G газа до уровня, при котором обеспечивается их надежная работа в течение требуемого срока службы. Максимально допустимая температура T_c материала назначается с учетом справочных данных об основных критериях прочности (пределах длительной прочности, ползучести и др.) выбранного материала при заданном сроке службы при этой температуре. Для уменьшения термодинамических и газодинамических потерь в турбине и двигателе, связанных с охлаждением, целесообразно назначать такую температуру T_c материала, при которой обеспечивается минимально допустимая по условиям прочности разность температур газа и стенки охлаждаемой лопатки $\Delta T = T_G - T_c$, т.е. следует выбирать температуру охлаждаемой стенки максимально допустимой по условиям прочности. Такое условие является одним из необходимых для получения эффективной системы охлаждения. [12]

Применительно к лопаткам целесообразно различать не только системы, но и конструктивные схемы охлаждения. Под схемой охлаждения следует понимать совокупность каналов, отверстий, щелей и полостей в различных их сочетаниях, посредством которых осуществляется ввод охлаждающей среды в лопатку и распределение ее внутри лопатки для обеспечения требуемого отвода теплоты от отдельных участков лопатки и от всей лопатки.

Системы охлаждения ГТУ и ГТД классифицируют по двум принципиальным признакам: по роду применения хладагента – на

воздушные, жидкостные и воздушно- жидкостные (двухконтурные); по способу использования охладителя – на открытые, замкнутые и полузамкнутые. [12]

Наибольшее распространение получила воздушная открытая система охлаждения сопловых и рабочих лопаток (рис.1.38,а), в которой воздух 4, отбираемый от компрессора 1, охладив лопатки турбины, поступает в ее проточную часть, смешивается с газом и совершает работу в части ступеней турбины за местом выпуска. Эта система сравнительно проста по конструкции и надежна в эксплуатации, она является, по существу, единственной практически применяемой для охлаждения газовых турбин. Успехи в создании турбин с воздушными открытыми системами охлаждения значительно расширили границы их применения по температуре газа перед турбиной. Следует отметить, что такие системы охлаждения имеют некоторые возможности для дальнейшего развития: совершенствуется широко применяемый в современных ГТУ и ГТД конвективно – пленочный способ охлаждения; разрабатываются новые способы пористого (проникающего) охлаждения; рассматриваются возможности охлаждения с впрыском в охлаждающий воздух небольшого количества охлаждающей жидкости, которая обеспечивает снижение температуры воздуха (и соответственно повышение его хладоресурса) благодаря скрытой теплоте парообразования. [12]

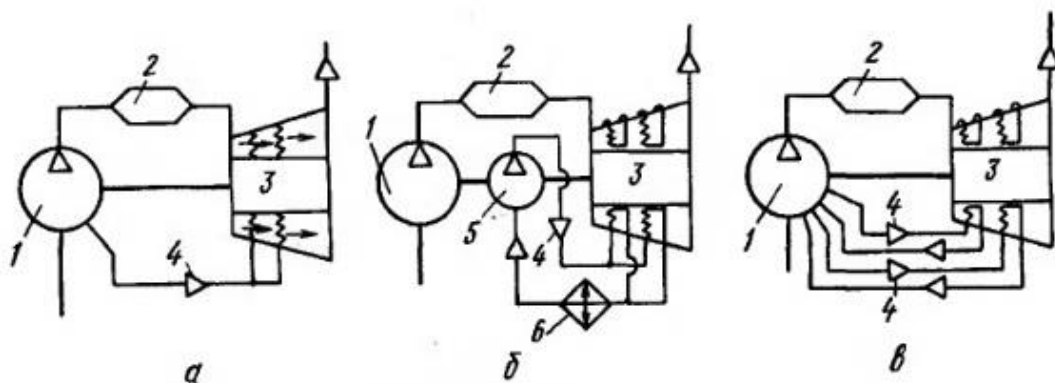


Рис.1.38. Системы охлаждения турбин:

а – воздушная открытая; б – замкнутая; в – полузамкнутая с отбором воздуха из компрессора и возвратом его в компрессор; 1- компрессор; 2- камера сгорания; 3 – турбина; 4 – подвод охлаждающего воздуха; 5 – циркуляционный насос (компрессор); 6 – радиатор.

Тем не менее следует признать, что дальнейшее радикальное продвижение по пути повышения начальной температуры газа, особенно в стационарных и транспортных ГТД и ГТУ с большим ресурсом работы, может быть обеспечено в результате поиска и реализации более

эффективных, чем воздушные открытые, систем охлаждения, с иными, чем воздух, охлаждающими агентами.

К таким системам охлаждения относится, например, паровое охлаждение (в частности, проникающее паровое охлаждение), исследованное в СПбГТУ (ранее ЛПИ) под руководством Л.В.Арсеньева. проникающее паровое охлаждение лопаток газовых турбин, работающих в составе парогазовых установок. [12]

Гораздо меньшее развитие, по сравнению с воздушными открытыми системами охлаждения, получили жидкостные и двухконтурные системы охлаждения.

Они применялись лишь в опытных двигателях и экспериментальных установках, тем не менее полученные результаты позволяют судить об их преимуществах перед воздушными открытыми системами охлаждения, так как при постоянном повышении температуры ГТУ и ГТД расход воздуха в воздушных открытых системах охлаждения становится недопустимо большим.

Он велик также в ГТД с высокими степенями повышения давления, при которых температура воздуха, отбираемого на охлаждение из компрессора, высока, а его хладоресурс мал. В этих случаях применяются специальные воздухоохладители и даже турбохолодильные агрегаты, в которых температура воздуха понижается до заданного значения. Естественно, сложность и масса системы охлаждения при этом заметно возрастают, а надежность его понижается.

Жидкостное охлаждение лопаток применяют лишь в опытных ГТД. Это объясняется, с одной стороны, заметными усложнениями конструкции турбины, а с другой стороны, значительным прогрессом в развитии систем более простого воздушного охлаждения. Тем не менее жидкостное охлаждение лопаток, при котором коэффициенты теплоотдачи и жидкости могут во много десятков (и даже сотен) раз превышать коэффициенты теплоотдачи при воздушном охлаждении, постоянно привлекает к себе внимание исследователей и конструкторов. Результаты опытов показывают возможность создания турбин с жидкостным охлаждением, работающих при температуре газа, близкой к стехиометрической. [12]

В двухконтурных (комбинированных) системах охлаждения теплоносителем во внутренних герметичных полостях лопаток является вода, натрий или сплавы натрия с калием, а хладагентом, отбирающим теплоту от специальных радиаторов лопатки, - воздух из компрессора или водяной пар. По конструкции двухконтурная система близка к чисто воздушной.

Теплоотдача в лопатках двухконтурных систем осуществляется свободной конвекцией теплоносителя в замкнутых каналах или полостях лопаток.

К двухконтурным системам охлаждения следует также отнести системы охлаждения сопловых лопаток, построенные по принципу тепловой трубы.

К двухконтурным системам охлаждения следует также отнести системы охлаждения сопловых лопаток, построенные по принципу тепловой трубы.

Двухконтурные системы охлаждения рабочих лопаток и системы охлаждения сопловых лопаток с использованием принципа тепловой трубы пока не нашли практического применения.

Воздушное охлаждение лопаток может осуществляться не только в открытой, но и в так называемой полузамкнутой системе; жидкостное охлаждение обычно – в замкнутой системе, хотя известны примеры применения открытого, так называемого внешнего жидкостного охлаждения и охлаждения водой «на выброс»; двухконтурное охлаждение можно осуществлять в открытых, замкнутых и полузамкнутых системах. [12]

В замкнутых системах с жидкостным или двухконтурным охлаждением лопаток (рис.1.38,б) теплоноситель или агент циркулирует в замкнутом контуре, отбирая теплоту от лопаток и других охлаждаемых деталей турбины 3 и отдавая его во внешнем радиаторе 6 какому-либо хладагенту: атмосферному воздуху, воде или топливу, прокачиваемым соответственно вентилятором или насосом. Замкнутые системы позволяют выбирать теплоноситель, отличающийся благоприятным сочетанием теплопередающих свойств. Кроме того, давление, при котором в замкнутой системе циркулирует теплоноситель, может быть существенно выше, чем максимальное давление рабочего тела в двигателе, а это позволяет повысить эффективность теплоотдачи от охлаждаемых элементов к теплоносителю. Однако замкнутые системы ухудшают эксплуатационную надежность установки из-за значительного усложнения конструкции. Они заметно увеличивают массу ГТД вследствие введения радиатора, циркуляционного насоса 5 или компрессора; надежность ГТД снижается также из-за неизбежных утечек теплоносителя из системы, которые необходимо восполнять. [12]

Полузамкнутые системы охлаждения (рис.1.38,в) могут быть выполнены либо воздушным (в которых сопловые и рабочие лопатки охлаждаются воздухом), либо воздушно – жидкостными (двухконтурными), например, с сопловыми лопатками, охлаждаемыми по принципу тепловой трубы, и рабочими лопатками, охлаждаемыми по двухконтурной схеме.

Полузамкнутые системы охлаждения могут выполняться в различных вариантах: данный на рис.1.38, в основной (простейший) вариант может усложняться:

- добавлением компрессора, дополнительно сжимающего (дожимающего) воздух, взятый за компрессором, перед подачей его в лопатки, в целях компенсации гидравлических потерь в системе охлаждения;

- добавление радиатора, в котором воздух, отобранный из компрессор и подаваемый к лопаткам для их охлаждения, предварительно сам охлаждается, с целью повышения хладоресурса и соответственно уменьшения его расхода.

Основная особенность любого варианта полузамкнутой системы охлаждения – возврат воздуха, отведенного из компрессора 1 и нагретого в элементах турбины 3, в проточную часть компрессора. При этом с термодинамической точки зрения происходит регенерация теплоты, отведенной в процессе расширения газа в турбине. [12]

Нагретый воздух возвращается в ступени компрессора, стоящие перед той, из которой был выполнен отбор, смешивается с рабочим воздухом, подогревает его, и нагретая смесь сжимается до конечного давления. При этом, естественно, увеличивается работа сжатия в ступенях компрессора, расположенных за местом подвода воздуха, возвращаемого из турбины, в камеру сгорания поступает более горячий воздух, поэтому уменьшается расход топлива для нагрева воздуха до температуры перед турбиной. При соответствующем выборе параметров ГТД и системы охлаждения можно повысить экономичность ГТД по сравнению с открытой системой охлаждения.

Повышение температуры воздуха с проточной части компрессора при подмешивании нагретого в турбине воздуха в некоторых случаях способствует получению более высокого КПД последних ступеней компрессора, так как при этом возрастает удельный объем воздуха, что может привести к увеличению длины лопаток. Это обстоятельство важно при больших степенях повышения давления, характерных для высокотемпературных ГТД, и сравнительно небольших мощностях. Кроме того, подводимый к компрессору воздух может использоваться для регулирования пограничных слоев на корпусе и профилейных частях лопаток, что может привести к повышению КПД компрессорных ступеней. Принципиальным преимуществом полузамкнутых систем охлаждения является то, что через первый участок (ступень, группу ступеней или рядов) в турбине идет большой расход рабочего тела, чем в турбине с открытыми системами охлаждения. Действительно, расход газа в турбину с

полузамкнутой системой охлаждения (на 1 кг/с воздуха, вошедшего в компрессор двигателя) определяется как:

$$g_{m\Gamma 1} = 1 + g_{mT} - (1 - \zeta) \sum_{i=1}^n g_{m0i}, \quad (72)$$

а в турбине с открытой системой охлаждения –

$$g_{m\Gamma 2} = 1 + g_T - \sum_{i=1}^n g_{m0i}, \quad (73)$$

где g_{mT} - относительный расход топлива в камере сгорания (в первом приближении он может быть принят одинаковым в ГТД с любой из этих систем охлаждения); g_{m0i} - относительный расход воздуха, отбираемого на охлаждение i -го участка турбины (он тоже может быть одинаковым);

ζ – отношение расхода охлаждающего воздуха, возвращаемого в компрессор, к расходу, отобранному из компрессора на охлаждение какой-либо части (ступени) турбины. [12]

Утечки охлаждающего воздуха из системы охлаждения в количестве 20% от полного расхода на охлаждение практически не влияют на КПД двигателя с полузамкнутой системой охлаждения, а в количестве до 10% - и на удельную мощность двигателя. Поскольку $(1-\zeta) \ll 1$, то $g_{m\Gamma 1} > g_{m\Gamma 2}$. Если пренебречь утечками из полузамкнутой системы охлаждения, то можно считать, что полный расход газа $g_{m\Gamma 1} = 1 + g_{mT}$ в турбине с открытой системой охлаждения имеет место только в неохлаждаемой ее части, в то время как в турбине с полузамкнутой системой охлаждения такой же расход – во всех ступенях. Если к тому же учесть, что первые ступени (или ступень) высокотемпературной турбины выполняются, как правило, более нагруженными, чем остальные, то отсюда следует, что при одинаковых параметрах газа и в равном числе ступеней мощность турбины с полузамкнутой системой охлаждения оказывается больше, чем с открытой.

Недостатком полузамкнутых систем охлаждения является необходимость тщательного уплотнения (но не герметизации, как в замкнутых системах) воздушного тракта сопловых и рабочих лопаток и сведения к минимуму гидравлических потерь в системе (гидравлические потери начинают влиять на эффективность полузамкнутых систем охлаждения, если относительные потери полного давления во все тракте больше 0,2...0,25). Кроме того, конструкция двигателя усложнена из-за наличия тракта, отводящего воздух в компрессор. [12]

Введение любой системы охлаждения приводит к необходимости значительного усложнения конструкции турбин и их деталей, в первую очередь лопаток и, повышению их стоимости по сравнению с неохлаждаемыми турбинами. При подводе и выпуске охлаждающего воздуха в проточную часть турбины возникают дополнительные (по сравнению с неохлаждаемыми турбинами) газодинамические и термодинамические потери. Поэтому охлаждение турбин следует рассматривать как вынужденный и трудный во многих отношениях и вместе с тем как необходимый способ повышения температуры T_T газа, а следовательно, и улучшения всех показателей ГТД и ГТУ. [12]

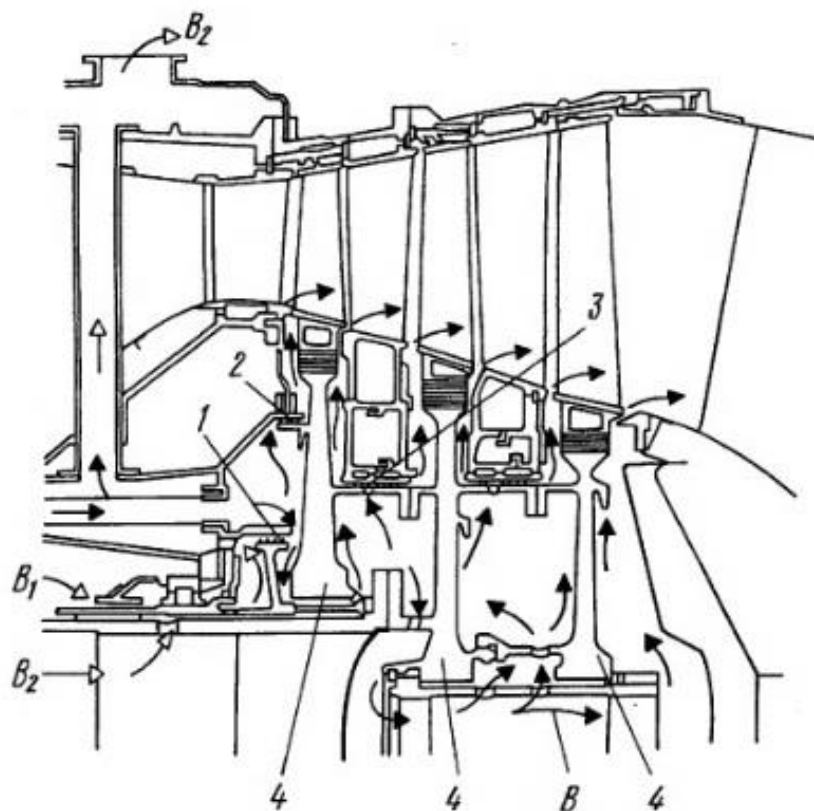


Рис.1.39 Воздушное охлаждение газовой турбины (вторая опора ротора не показана):
 1 – внутреннее лабиринтное уплотнение; 2 – наружное лабиринтное уплотнение; 3-
 промежуточное воздушное уплотнение; 4 – диск.

Особенности конструкции при введении охлаждения деталей и узлов газовой турбины видны на рис.1.39 и 1.40.

На рис.1.39. представлена схема турбины, выполненной с конвективным охлаждением всех трех дисков 4 путем радиального обдува воздухом В. Такое охлаждение характерно для сравнительно низкотемпературных турбин и турбин ГТД с небольшим ресурсом. Объясняется это тем, что наиболее нагретые детали турбины – сопловые и рабочие лопатки – в такой конструкции охлаждаются слабо. Теплота,

поступающая от основного потока газа через рабочие лопатки и диски, передаётся по воздуху, обтекающему диски в основном в радиальном направлении. Помимо охлаждения элементов ротора, предусмотрено охлаждение подшипниковых узлов и элементов корпуса турбины. Воздух отбирается от основного потока за компрессором (воздух высокого давления), а также за одной или несколькими промежуточными ступенями компрессора (воздух низкого давления). После охлаждения деталей в данном случае воздух смешивается с основным потоком газа, в иных конструкциях он может отводиться из турбины. [12]

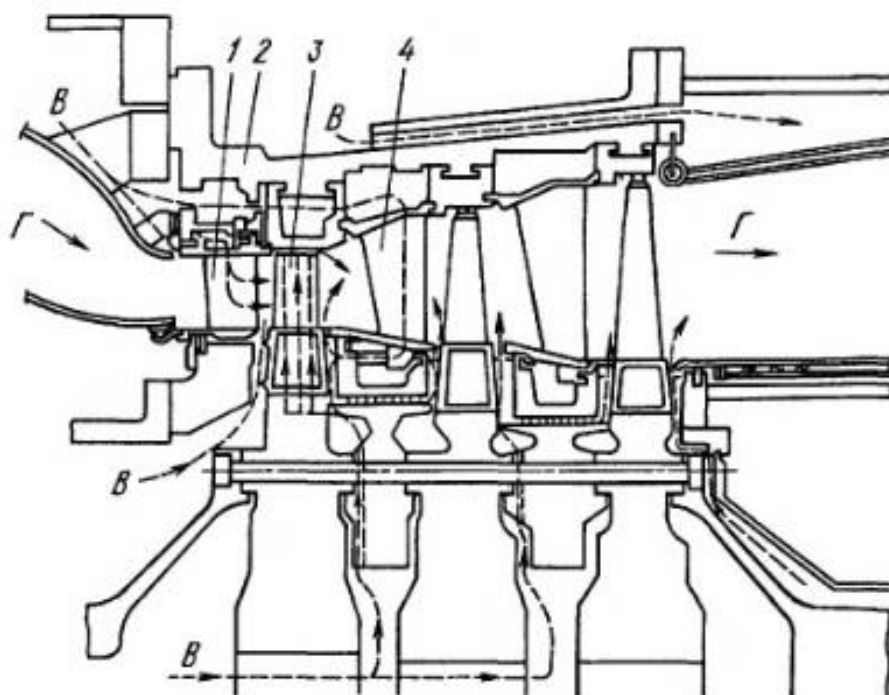


Рис.1.40. Внутреннее конвективное охлаждение сопловых лопаток первых двух ступеней и рабочих лопаток первой ступени газовой турбины:

1 – сопловая лопатка первой ступени; 2- наружный корпус; 3 – рабочая лопатка первой ступени; 4 – сопловая лопатка второй ступени; _____ - газ; _ _ _ _ - воздух.

Воздух B_1 высокого давления используется для охлаждения турбинных дисков. Его давление в месте выпуска обычно выше давления основного потока газа. Благодаря этому, а также установке уплотнений предотвращается перетекание горячего газа в направлении к оси турбины. Расход воздуха, охлаждающего первый диск слева, зависит от конструкции внутреннего 1 и наружного 2 воздушных лабиринтных уплотнений. Промежуточное воздушное уплотнение 3 состоит из двух частей. Передняя (левая) часть имеет небольшое число уплотнительных гребешков, перепад давлений между воздухом и газом на этой части невелик, задняя (правая) –

большое число гребешков, перепад давлений здесь значительно больше. Такая конструкция препятствует прорыву газа через уплотнения.

Воздух V_2 низкого давления может использоваться для охлаждения подшипникового узла и/или второй и следующих ступеней турбины.

В большинстве современных и перспективных ГТУ и ГТД внешнее конвективное охлаждение деталей оказывается недостаточно эффективным, и приходится применять значительно более сложное в конструктивном отношении внутреннее интенсивное охлаждение сопловых и рабочих лопаток (см.рис.1.40). Для его осуществления конструируют узлы подвода воздуха к охлаждаемым элементам. [12]

Схемы подвода охлаждающего воздуха к лопаткам весьма разнообразны. Схема конструкции турбины с охлаждаемыми воздухом соловыми лопатками первой 1 и второй 4 ступеней дана на рис.1.40. К сопловым лопаткам 1 воздух В может подаваться со стороны наружного корпуса 2, внутреннего (в этом случае подвод аналогичен) или обоих корпусов 1 и 3 (рис.1.41). Выбор варианта подвода воздуха зависит от конструктивной схемы двигателя, удобства организации подвода воздуха (снаружи, изнутри), необходимости охлаждать не только сопловые лопатки 2 (см.рис.1.41), но и прилегающие к ним элементы корпуса.

На рис.1.42. даны некоторые из возможных схем подвода воздуха к рабочим лопаткам с внутренним охлаждением. В схеме на рис.1.42, а охлаждающий воздух В поступает внутрь рабочих лопаток 4 по зазору 1 между покрывным диском (дефлектором) 2 и основным диском 3 аналогично тому, как это происходит при радиальном охлаждении дисков (см.рис.1.39). Специальный уплотняющий диск или (чаще) кольцо 5 с другой стороны основного диска 3 предотвращает утечки воздуха из системы охлаждения.

Радиальное течение охлаждающего воздуха В может осуществляться по зазорам 1 с двух сторон диска 3 (рис.1.42, б), что позволяет более эффективно охлаждать обе его стороны. [12]

При внутреннем охлаждении по замкнутой схеме (рис.1.42,в) воздух В подводится под левый покрывной диск 2, проходит охлаждающие каналы во входных и выходных кромках лопаток 4, меняет направление течения на противоположное и выходит в радиальные каналы (или канал) в центральной части лопатки, а затем в полость между лопатками, соединенную с системой отвода воздуха и изолированную от системы подвода.

По схеме, показанной на рис.1.41,г, воздух В подается внутрь лопаток 4 по радиальным каналам 6, выполненным в диске 3. В этом случае покрывные

диски или кольца 5 с обеих сторон диска 3 на периферии служат лишь для уплотнения, а не для подвода охлаждающего воздуха.

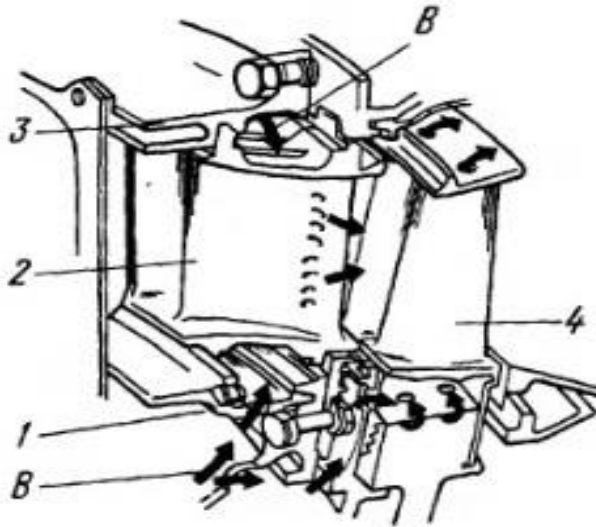


Рис.1.41. Охлаждение сопловых и рабочих лопаток первой ступени турбины:
1 – внутренний корпус; 2 – сопловая лопатка;
2- наружный корпус; 4 – рабочая лопатка.

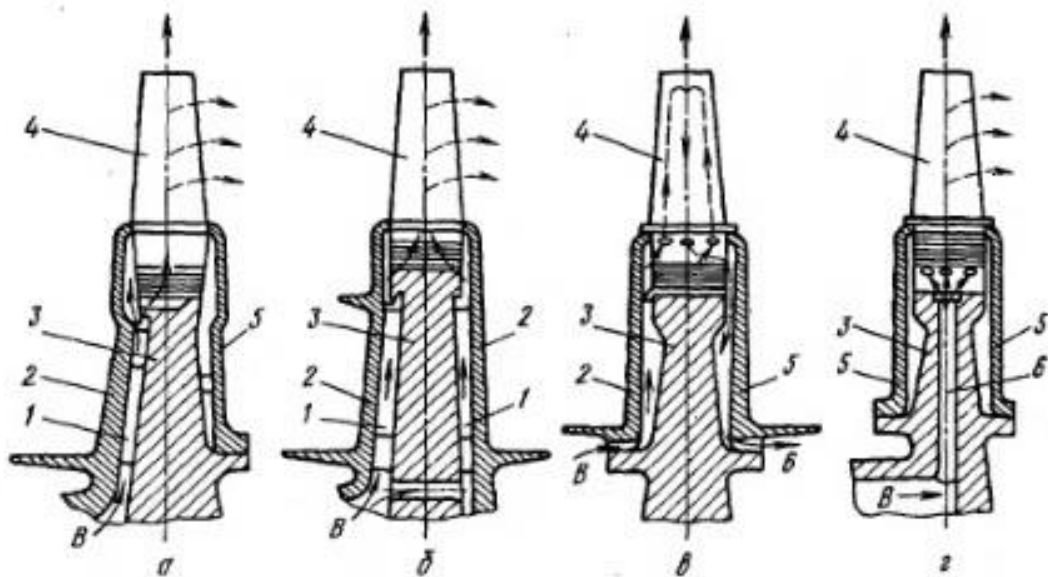


Рис.1.42. Схемы подвода (а-г) охлаждающего воздуха к рабочим лопаткам:
1 – зазор; 2 – покрывной диск; 3- основной диск; 4 – рабочая лопатка; 5- уплотнительный диск (кольцо); 6 – радиальный канал.

При конструировании подвода воздуха к ротору находят применение практически все рассмотренные схемы. В конструкциях временных роторов возникают большие нагрузки на диски от инерционных сил лопаток и различного рода покрывных дисков (дефлекторов), служащих для подвода воздуха к лопаткам. Напряжения от инерционных сил в основном диске настолько возрастают, что уже не охлаждаемые лопатки, а диск становится

наименее прочным элементом конструкции. Кроме того, покрывные диски, эксплуатирующиеся в тяжелых теплонапряженных условиях, также являются критическими элементами конструкции. Поэтому принимают конструктивные меры, повышающие надежность дисков охлаждаемой турбины. Они сводятся в основном к снижению массы элементов системы охлаждения, закрепляемых на диске. [12]

Любые нерегулируемые утечки воздуха из системы охлаждения приводят к уменьшению КПД и мощности ГТД вследствие непроизводительных затрат мощности на сжатия воздуха, не поступающего на охлаждение, термодинамических и газодинамических потерь, возникающих при неупорядоченных утечках в проточную часть турбины. Вместе с тем при неудачной конструкции возможно протекание продуктов сгорания из проточной части в воздушные полости. При прорыве в воздушные полости полностью нарушается работа системы охлаждения. Поэтому уплотнениям воздушного тракта системы охлаждения уделяют большое внимание при конструировании любой охлаждаемой турбины.

Один из вариантов расположения лабиринтных уплотнений, препятствующих таким протеканиям газа и воздуха, показан на рис.1.39. Еще более развитая система уплотнений при подводе воздуха к ротору приведена на рис.1.43. Система уплотнений расположена со стороны подвода охлаждающего воздуха к ротору. Воздух поступает в полость А, образуемую уплотнениями 5 и 9. Уплотнения 9 и 12 предотвращают протекание воздуха повышенного давления из полости А в полость В. Уплотнение 9 отделяет полость А от кольцевой камеры Б. часть воздуха из сопловых отверстий 10 направляется через отверстия 6 в покрывном диске 8 в кольцевую камеру 7, а из нее – на охлаждение рабочих лопаток 4.

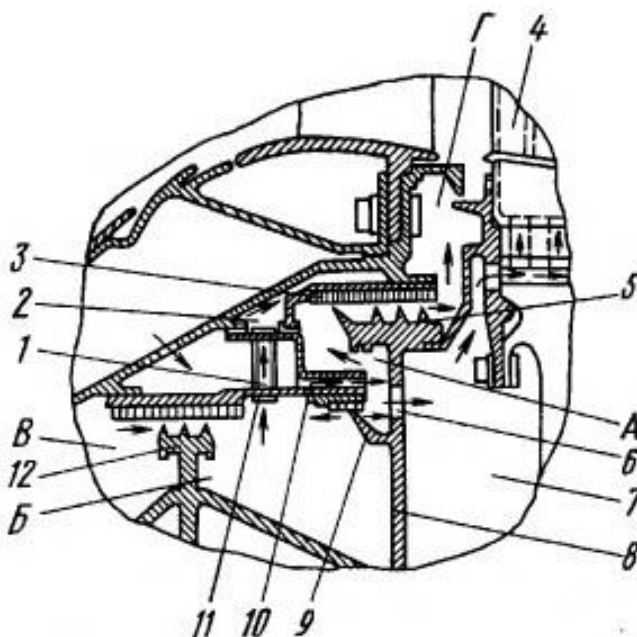


Рис.1.43. Схема уплотнений тракта подвода охлаждающего воздуха к ротору

В такой конструкции обеспечиваются минимальные утечки воздуха из полости А в полость Г с пониженным давлением, а также из полости В в полость А. Минимизации утечек достигают применением нескольких каналов, служащих для перепуска вредных утечек из уплотнений 5,9 и 12 в промежутки между зубцами уплотнения 5. При этом, как показано стрелками, утечки из уплотнений 9 и 12 в полость Б направляются через отверстия 11 в трубках 1 в кольцевой канал 2 и через отверстия 10 в корпусе уплотнения 3 в объём между первым (слева) и вторым зубцами уплотнения 5.

В турбинах некоторых ГТД применяют комбинированные двухпоточные схемы подвода воздуха в ротор. Суть такого подвода в том, что на охлаждение передней части рабочей лопатки подводят воздух высокого давления, а на охлаждение выходной кромки – более низкого давления. При этом рационально используется охлаждающий воздух и сводятся к минимуму перетечки его в проточную часть. Однако подвод воздуха из двух мест заметно усложняет конструкцию двигателя. [12]

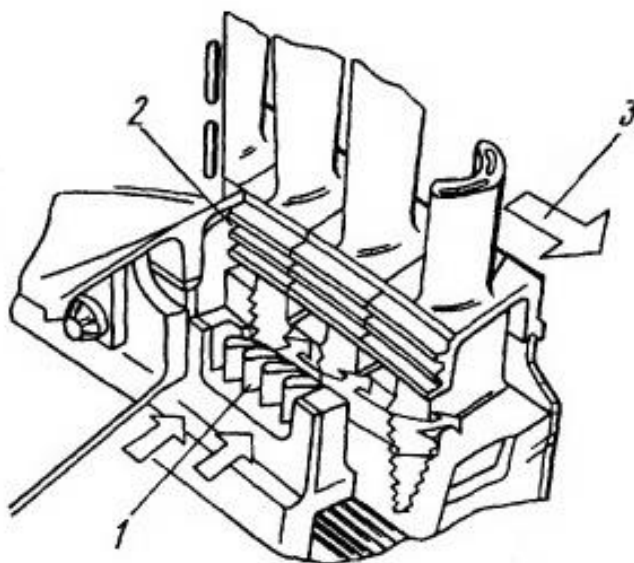


Рис.1.44. Схема узла подвода охлаждающего воздуха к первой ступени турбины авиационного двигателя с предварительной закруткой охлаждающего воздуха:

1 – аппарат спутной закрутки; 2 –уплотнени; 3 – направление вращения ротора

Место ввода воздуха в ротор можно выполнять различными способами, но в любом случае стремятся уменьшить потери давления, возникающие при подводе воздуха из отверстий в неподвижном корпусе к вращающемуся ротору, и по возможности снизить температуру торможения воздуха, поступающего к ротору. С этими целями выполняют сопла и отверстия для подвода воздуха в ротору, оси которых наклонены у поверхности диска. На

рис.1.44. дана схема узла подвода охлаждающего воздуха с предварительной закруткой к первой ступени турбины авиационного двигателя RB.211 фирмы Роллс-Ройс. Такую закрутку осуществляют аппаратом 1 струйной закрутки.

При непосредственном (через отверстия, оси которых параллельны оси турбины) подводе воздуха к рабочим лопаткам температура его возрастает по сравнению с температурой в месте отбора на величину подогрева $\Delta T_{ц}$, создаваемого работой инерционных сил. Этот подогрев определяется как:

$$\Delta T_{ц} = u^2 / [2Rk / (k-1)], \quad (74)$$

где k – показатель адиабаты.

При окружной скорости $u=300\dots400$ м/с на радиусе, где расположены отверстия для подвода воздуха, воздух подогревается на $40\dots70$ К. В схеме с предварительной закруткой в направлении вращения (спутной закруткой) происходит снижение температуры торможения воздуха:

В абсолютном движении

$$T_c^* = T + \frac{k-1}{2Rk} c^2; \quad (75)$$

В относительном движении

$$T_{\omega}^* = T + \frac{k-1}{2Rk} \omega^2, \quad (76)$$

где $\omega^2 = c^2 - 2uc \cos \alpha + u^2$; α – угол выхода потока из подкручивающей решетки.

Снижение температуры охлаждающего воздуха при расширении его в подкручивающей решетке $\Delta T_p = T_c^* - T_{\omega}^* = 2$. Обычно $\Delta T_p = 60\dots90$ К.

Таким образом, суммарное снижение температуры при наличии аппарата спутной закрутки может составлять $\Delta T_{\Sigma} = \Delta T_{ц} + \Delta T_p = 90\dots160$ К по сравнению со схемой без такого аппарата. Вместе с тем в аппарате спутной закрутки срабатывается часть располагаемого перепада давления, что в ряде случаев может усложнить конструирование охлаждающих каналов в лопатке, если по условиям теплообмена в нем необходимо предусматривать различные интенсификаторы, также создающие дополнительное гидравлическое сопротивление. Больше суммарное сопротивление всего тракта охлаждающего воздуха может препятствовать прокачиванию через лопатки необходимого расхода воздуха.

Основные задачи, решаемые при выборе способов подвода воздуха и уплотнения узлов, - максимально возможная экономия и рациональное использование воздуха в лопатках. [12]

Заключение

Приведенная система охлаждения газотурбинной установки, выполненная из капиллярно-пористой сетчатой структуры. По сравнению с существующими системами охлаждения она имеет ряд преимуществ. Охлаждение предназначено для деталей узлов высокофорсированных тепловых энергетических установок.

Как показали расчеты, за время $\tau \leq 5$ с тепловые потоки достигают значений $\sim 8 \times 10^7$ Вт/м² для меди и $1,3 \times 10^8$ Вт/м² - для нержавеющей стали. Однако они будут экранированы кривыми плавления через время $\sim 0,01$ с. Возникают высокие термические напряжения растяжения в результате резкого увеличения градиентов температур в стенке.

При проектировании камеры сгорания и особенно сопла необходимо учитывать некоторый запас на толщину поверхности нагрева. Возникновение кризиса кипения раньше наступит на “тонких” нагревателях, поскольку в предкризисной области кипения начнет возрастать размер “сухого” пятна в основании пузырей, процесс теплообмена резко ухудшится, увеличится температура стенки. Поверхности, имеющие большую толщину, потребуют и больше времени для их разогрева.

Для поверхностей с пористым покрытием этот вопрос особенно актуальный, т.к. в них время роста пузыря в десятки раз меньше, резко изменяются гидродинамические условия подпитки жидкостью и, следовательно, может увеличиться время пребывания пара у стенки, что исключит контакт жидкости с поверхностью теплообмена, несмотря на большой избыток жидкости \tilde{m} .

Описанный процесс является предысторией развития кризиса кипения. Дальнейшая “судьба” процесса при прочих равных условиях определяется теплоаккумулирующей способностью нагрева $(gc\lambda)_{ст.}$. Когда величина комплекса будет подобрана большой, возрастает вероятность затягивания кризиса кипения, растечки теплоты вдоль поверхности нагрева возрастут, и вновь создадутся благоприятные условия контакта жидкой фазы со стенкой. Увеличение же только толщины стенки в десять раз всего на несколько процентов повышает величину $q_{кр}$, причем это явление заметнее для высокотеплопроводных материалов и при давлении, больше атмосферного.

Изучено влияние различных материалов и толщин стенки на время начала разрушения поверхности в момент кризиса кипения. Чем больше глубина проникновения температурной волны в охлаждаемую деталь (лопатку, вал и др.), тем больше требуется времени для разрушения конструкции.

С помощью методов голографии и фотоупругости определено наиболее опасное место в момент разрушения пористой поверхности. Капиллярно-пористая сетчатая структура имеет достаточно высокий ресурс работы при циклических нагрузках, когда имеют место нестационарные тепловые потоки. Проведены исследования кризиса теплообмена в зависимости от недогрева и скорости потока, теплофизических свойств поверхности нагрева

и выброса капель жидкости из пористой структуры. Определены принципы конструирования камер сгорания и сопел и расчет критического теплового потока. Исследования имеют практическое значение в области предельного состояния парогенерирующей поверхности, защищаемой охлаждением от пережога.

Исследован кризис теплообмена при кипении воды в капиллярно-пористых структурах. Охлаждение предназначено для деталей узлов высокофорсированных тепловых энергетических установок. Рассмотрено влияние недогрева и скорости потока, теплофизических свойств парогенерирующей поверхности и выброс капель жидкости из пористой структуры. Рассмотрена гидродинамическая модель кризиса кипения. Получено расчетное уравнение для критической тепловой нагрузки.

На основе модели капиллярно-пористого покрытия, охлаждающего теплонагруженные узлы теплоэнергоустановок, исследованы различные структуры, имеющие различную пористость и эффективную теплопроводность (от 5 до 70 %). Произведена оценка толщины отрываемых частиц в момент предельного состояния хрупких пористых покрытий в зависимости от теплового потока и времени его подачи. Кривые энергоемкости для всех пористых покрытий имеют явно выраженные минимумы.

Изучен кризис теплообмена при кипении воды в пористых структурах. Изучение относится к тепловым энергетическим установкам электростанции. Эксперименты проводились на горелке ракетного типа. Охлаждались камеры сгорания и сверхзвуковые сопла различными пористыми структурами. Описан механизм процессов теплообмена и определены оптимальные размеры ячеек пористых структур, получено расчетное уравнение критического теплового потока.

Изучены предельные тепловые потоки в сетчатых пористых структурах на примере горелки ракетного типа при охлаждении водой камеры сгорания и сопла. Получены опытные данные и расчетные зависимости для кризиса кипения и выбран оптимальный гидравлический размер пор структуры. Произведен учет влияния гравитационного и капиллярного потенциалов в пористых структурах с учетом критического влагосодержания. Система охлаждения отводит в (2÷8) раз большие тепловые потоки, чем в тепловых трубах, установлены критические высоты теплообменной поверхности и толщины структуры.

Рассмотренный кризис теплообмена в пористой системе охлаждения представлен на основе гидродинамических условий при совместном действии гравитационных и капиллярных сил. Предложенная модель кризиса теплообмена, полученная с помощью системы дифференциальных уравнений, описывающих одномерное течение однофазной жидкости, отражает физическую картину процесса за счет ввода в общий градиент давления вязкостного члена и учета истинной скорости жидкости в пористой структуре с помощью расходного влагосодержания, что позволило получить расчетную формулу. Установлены критические величины высоты теплообменной поверхности и толщины структуры для двух режимов

гидродинамики жидкости в пористых структурах, которым отвечает минимальная величина гидростатического напора, создающего оптимальное соотношение избытка жидкости в зависимости от геометрических и режимных параметров.

Используя систему дифференциальных уравнений, описывающую одномерное течение однофазной жидкости, за счет ввода в общий градиент давления вязкостного члена на основании закона Дарси и учета истинной скорости жидкости в пористой структуре с помощью влагосодержания $\varphi_{кр}$ решена задача по определению критических тепловых нагрузок в пористых системах охлаждения, в которых наряду с капиллярным потенциалом действует потенциал гравитационных сил. Исследования проведены для двух случаев: жидкость движется только в сечении пористой структуры и жидкость может свободно стекать по поверхности пористого тела. Следовательно, величины $\varphi_{кр}$, K_v и параметр \tilde{m} учитывают влияние гравитационных сил, выраженное через скорость потока жидкости (направленное течение) и возможный недогрев жидкости до температуры насыщения.

Данная система охлаждения является перспективной, позволяющей отводить высокие тепловые потоки, что дает возможность применения детонационного горения.

Список используемой литературы

1. Бондарцев Д.Ю., Генбач А.А. Модель кризиса теплообмена в пористой системе охлаждения ГТУ // научный журнал «Вестник КазНТУ» - Вестник казахского национального технического университета имени К.И.Сатпаева., №2(102) 2014.
2. V.Polyaev. A.Genbach. Heat Transfer in a Porous System in the Presence of Both Capillary and Gravity Forces// Thermal Engineering. – 1993. Volume 40, number 7, Moscow. – p. 551-554.
3. Генбач А.А., Генбач А.Н. Паросодержание в пористой системе // Энергетика, телекоммуникации и высшее образование в современных условиях. Сборник научных трудов 1-го Международной НТК. – 1998, Алматы. – с. 25-26.
4. Генбач А.А., Гратченко Ю.А. Система охлаждения теплонагруженного элемента – детонационного горелочного устройства. Экспериментальные исследования // Вестник КазНТУ. – 2007. №5(62), Алматы. –с. 93-96.
5. Генбач А.А., Генбач А.Н. Охлаждение камеры сгорания и сопла при вынужденном течении недогретого охладителя в пористых структурах // Энергетика, телекоммуникации и высшее образование в современных условиях. Сборник научных трудов 5-ой Международной НТК. – 2006, Алматы. – с.55-58.
6. Бондарцев Д.Ю., Генбач А.А. Механизм кризиса теплообмена в пористой системе охлаждения ГТУ // Международный научный журнал-приложение республики Казахстан, «Поиск». №1(1) 2014.
7. Поляев В.М., Генбач А.Н., Генбач А.А. Пористое охлаждение камер сгорания и сверхзвуковых сопел // Тяжелое машиностроение, №7 – 1991. – с. 8-10.
8. Polyaev V., Genbach, A.A. An experimental study of thermal stress in porous materials by methods of holography and photoclasticity // Experimental thermal and fluid science, avenue of the Americas. New York. – 1992. – Volum 5, number 6, November. – p. 697-702
9. Генбач А.А. Термогидравлические характеристики процесса кипения жидкости в пористых структурах // Деп. в КазНииНТИ 26.07.89., 2794. – 1989. – 323с.
- 10.Генбач А.А., Бурмистров А.В. Исследование теплового состояния цилиндров паровых турбин // Промышленность Казахстана. – 2011. №2(65). –с. 91-93
- 11.Бондарцев Д.Ю., Генбач А.А. Расчет кризиса кипения в пористых структурах, охлаждающих детали энергоустановок электростанций // Промышленность Казахстана, №6(75) 2012.
- 12.Учебник для вузов / М В. Л. Иванов, А. И. Леонтьев, Э. А. Манушин, М. И. Осипов; Под ред. А. И. Леонтьева. 2е изд., стереотип. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004 г. 592 с.: ил.

13. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н., Газотурбинные установки. Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа, 1979 – 254с.
14. Тепловые эффекты сорбции на ионообменных материалах (обзор). Бондарева Л.П., Перегудов Ю.С., Овсянникова Д.В., Астанов А.В. ГОУВПО «Воронежская государственная техническая академия», Воронеж. 2009.
15. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник для студентов высших учебных заведений / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий.
16. Газотурбинные двигатели. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л.
17. Новые решения и технологии в газотурбостроении. Москва 5-8 октября 2010г. Сборник тезисов докладов. – М.: ЦИАМ, 2010. – 344с.
18. Учебное пособие для студентов вузов, / Цанев С.В. Буров В.Д. Ремезов А. Н. - М.: МЭИ, 2002. - 584 с., ил.
19. Поляев В.М., Генбач А.Н., Генбач А.А. Предельное состояние поверхности при термическом воздействии // Теплофизика высоких температур. – 1991. Т.29, №5. – с. 923-934.
20. Бондарцев Д.Ю., Генбач А.А. Оценка толщины отрываемых частиц при разрушении хрупких капиллярно-пористых покрытий в системах охлаждения энергоустановок // Международный научный журнал-приложение республики Казахстан, «Поиск». №2(3) 2014.
21. Конструкции газотурбинных установок. Шварц В.А. М., «Машиностроение», 1970, стр. 436.
22. Газотурбинные установки : учебное пособие / В. В. Корж. – Ухта : УГТУ, 2010. – 180 с., ил.
23. Газотурбинные установки: Учебное пособие для сред. ПТУ / Соколов В.С. — М.: Высш. шк., 1986. — 151 с: ил.
24. Гриценко Е.А., Данильченко В.Л., Лукачев СВ., Резник В.Е., Цыбизов Ю.и. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения Самара: СНЦ РАН, 2004. 266 с.: ил.
25. Газотурбинные установки для транспорта природного газа: учебное пособие: учебное пособие / А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева; Национальный исследовательский Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 217с.
- 26.15. Газотурбинные энергетические установки: учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.С. Земцов, А.С. Осыка; под ред. С.В. Цанева. – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 428с., ил.
- 27.16. Газотурбинные энергетические установки: учебное пособие для вузов / С.В. Цанёв, В.Д. Буров, А.С. Осыка; под ред. С.В. Цанёва – М.: Издательский дом МЭИ, 2011. – 174 стр;
- 28.17. Энергетические газотурбинные установки (номенклатурный каталог ЗАО "Уральский турбинный завод") – 2004 г.

- 29.18. «Нормативы численности промышленно-производственного персонала электростанций с газотурбинными стационарными установками мощностью 12-150 МВт», ОАО "ЦОТэнерго", 2004 г;
30. Стационарные газотурбинные установки/Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.; Под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с.: ил.
31. Энергетические газотурбинные установки. М.: Энергоатомиздат, 1985. – 304 с., ил.
32. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Турбиностроение». 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984 - 280 с., ил.
33. Государственная программа по форсированному индустриально-инновационному развитию Республики Казахстан на 2010 – 2014 годы.
34. Ольховский Г.Г. Тепловые испытания стационарных газотурбинных установок, М.: Энергия, 1971 - 408 с., ил.
35. Газотурбинные установки. В.С. Соколов // 1986.