

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

В. В. Бирюк, А. П. Толстоногов, И. В. Коломин

Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов

Электронное учебное пособие

Самара
2011

Автор: **Бирюк Владимир Васильевич,**
Толстоногов Арлен Петрович,
Коломин Илья Викторович

Рецензенты:

зав. кафедрой «Теоретические основы теплотехники и гидромеханики» СГТУ Кудинов В.А.
научный руководитель НОЦ ГДИ СГАУ, д.т.н., профессор кафедры теории двигателей
СГАУ Матвеев В.Н.

Компьютерная верстка: Кутырева Г. П.

Бирюк, В. В. Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов. [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / В. В. Бирюк, А. П. Толстоногов, И. В. Коломин ; Минобр-науки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. текстовые и граф. дан. (1.8 Мбайт). – Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Приведены теоретические основы процессов охлаждения, основы теплового расчета теплообменных аппаратов. Рассматриваются вопросы различные типы теплообменных аппаратов, системы охлаждения основных типов двигателей летательных аппаратов. Обсуждаются методы выбора системы охлаждения и порядок расчета системы охлаждения двигателя. Учебное пособие предназначено для подготовки аспирантов по специальности 05.07.05.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей СГАУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2011.

СОДЕРЖАНИЕ

Аннотация.....	5
Введение	6
ГЛАВА 1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ	7
1.1 ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА	7
1.1.1 Способы передачи энергии в тепловой форме.....	7
1.2 ТЕПЛООБМЕН ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ	8
1.2.1 Основные понятия и определения.....	8
1.2.2 Теплопроводность стенок различной формы.....	10
1.2.2.1 Теплопроводность плоской стенки	10
1.2.3 Теплопроводность цилиндрической стенки.....	13
1.3 Конвективный теплообмен	14
1.3.1 Определение численного значения коэффициента теплоотдачи	16
1.4. Теплообмен излучением.....	19
1.4.1 Основные законы теплового излучения	21
1.4.3 Лучистый теплообмен между телами	22
1.5 Теплопередача	22
1.5.1 Общие сведения	22
1.5.1.1 Теплопередача через плоскую стенку.....	22
1.5.1.2 Теплопередача через цилиндрическую стенку	24
1.5.1.3 Теплопередача через оребренную стенку.....	25
1.6. Основы теплового расчета теплообменных аппаратов	26
Глава 2. Теплообменные аппараты и системы охлаждения	31
2.1 Радиаторы	32
2.2 Аллюминиево-паяные теплообменники	34
2.3 Теплообменные устройства охлаждения наддувочного воздуха (интеркулеры)	37
2.3.1 Интеркулеры воздух/воздух.....	38
2.3.2 Интеркулеры воздух/вода	39
2.3.3 Комбинированные системы	39
Глава 3. Системы охлаждения основных типов ДЛА	40
3.1 Системы охлаждения поршневых двигателей	40
3.1.1 Классификация систем охлаждения поршневых двигателей	41
3.1.2 Выбор системы охлаждения двигателя	42
3.1.3 Основные задачи расчёта систем охлаждения поршневых двигателей	43
3.1.4 Методика ориентировочного расчёта радиатора системы жидкостного охлаждения	44
3.1.5 Условия работы вентиляторов.....	45
3.1.6 Ориентировочный расчёт основных характеристик вентилятора	46
3.1.7 Расчет системы воздушного охлаждения. Общие положения	47
3.1.8 Общая методика подбора вентилятора	48
3.2 Системы охлаждения газотурбинных двигателей	49
3.2.1 Особенности работы и проектирования лопаток турбины	49
современных ГТД	49
3.2.2 Температуры газа и тепловые потоки в лопатках газовых турбин	50
3.2.3 Материалы деталей газовых турбин	51
3.2.4 Температурные напряжения, их особенность	52
3.2.5 Основные сведения о тепловом состоянии лопаток газовых турбин	53
3.2.6 Опытнo-экспериментальные исследования элементов охлаждения и лопаток турбин	56
на установках и в составе двигателя	56
3.3 Системы охлаждения ракетных двигателей.....	58
3.3.1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЖАРОСТОЙКИХ И ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ	64
3.3.1 Основные характеристики многоразовой транспортной	66

космической системы СПЕЙС ШАТТЛ	66
3.3.2 Основные характеристики многоразовой транспортной космической системы ЭНЕРГИЯ-БУРАН.....	68
3.4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В ЖРД	73
3.4.1. Особенности теплообмена в камере и сопле ЖРД	73
3.4. 2. Схемы теплозащиты стенки ЖРД и их физические основы.....	75
3.4.3 Основные особенности и требования, предъявляемые к наружному охлаждению ЖРД	82
3.4.4. Основы выбора параметров систем охлаждения ЖРД	85
3.4.5. Охлаждающая способность некоторых компонентов и возможности охлаждения ими двигателя.....	89
3.4.6. Порядок расчета охлаждения двигателя	94
Глава 4. Современные тенденции расчета и проектирования	107
систем охлаждения ДЛА	107
Заключение	112

Аннотация

В представленном модуле контента образовательной программы аспирантуры по специальности 05.07.05 «Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов» изложены материалы по дисциплине «Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов». Учебный модуль по системам охлаждения ДЛА состоит из нескольких разделов, охватывающих основные вопросы, необходимые аспирантам при изучении данной дисциплины.

Во введении дается общее представление о процессах охлаждения, термостатирования и обосновывается актуальность систем охлаждения для двигателей летательных аппаратов.

В первом разделе изложены теоретические основы процессов охлаждения. Дано общее описание и краткая характеристика применяемых методов отвода тепла от работающего двигателя. Рассмотрены основные условия и предпосылки проектирования и расчёта жидкостных и воздушных систем охлаждения двигателей. Приведены методики теплового и гидравлического расчёта основных агрегатов систем охлаждения.

Второй раздел посвящен описанию конструкций теплообменных аппаратов, их видам и вариантам применяемых систем охлаждения в ДЛА.

В третьем разделе рассматриваются системы охлаждения основных типов двигателей летательных аппаратов: поршневых двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных и ракетных двигателей. Первый подраздел содержит описание систем жидкостного и воздушного охлаждения поршневых двигателей, конструктивных схем, элементов, агрегатов и устройств, входящих в состав этих систем.

Второй подраздел в третьем разделе посвящен системам охлаждения газотурбинных двигателей. В нем представлены краткие сведения об основных принципах проектирования охлаждаемых лопаток газовых турбин, являющихся одними из самых напряженных элементов газотурбинных двигателей. Приводятся сведения о требованиях к материалам и о нагрузках при работе лопаток газовых турбин. Даются общие сведения о температуре газов на выходе из основных камер сгорания. Приводятся сведения об основных условиях теплообмена со стороны газа и в каналах охлаждения лопаток. Кратко излагаются сведения об основных типах охлаждения лопаток газовых турбин. Приводятся сведения об опыте проектирования лопаток в различных фирмах, занимающихся разработкой и доводкой по надежности лопаток высокотемпературных ГТД. Даются сведения о нормах прочности, которыми обязаны руководствоваться отечественные разработчики двигателей летательных аппаратов. Системы охлаждения ракетных двигателей рассматриваются в третьем подразделе.

В четвертом разделе внимание уделяется современным тенденциям в расчете и проектировании систем охлаждения двигателей летательных аппаратов. Здесь представлена методика моделирования тепловых и газодинамических процессов в элементах системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания с использованием CAD/CAE – технологий.

В заключении обобщаются сведения, изложенные в основной части учебного модуля по дисциплине «Системы охлаждения двигателей летательных аппаратов».

Введение

При работе двигателя внутреннего сгорания его детали разогреваются в результате контакта с горячими газами и трения. Отвод теплоты от них смазочным маслом и рассеянием ее во внешнюю среду менее интенсивен, чем подвод, вследствие чего поршни, головки и крышки цилиндров, цилиндры, клапаны, впускные трубопроводы и другие элементы могут нагреваться до недопустимо высокой температуры. Это может привести к нарушению процесса сгорания топлива, снижению мощности двигателя, его экономичности, разрушению его деталей. Интенсивность нагрева деталей зависит от режима работы поршневого двигателя, поэтому при малых нагрузках и частотах вращения коленчатого вала температуры деталей и масла могут быть, наоборот, недостаточными для их нормальной работы. Следовательно, двигатель должен иметь устройства, позволяющие менять интенсивность отвода тепла от деталей в зависимости от режима его работы.

Главным условием нормальной работы поршневого двигателя является его оптимальное тепловое состояние, которое характеризуется степенью нагрева его основных деталей, зависящей от тепловой нагрузки этих деталей, их теплоотводящей способности, а также интенсивности теплообменных процессов. Другими словами — оптимальное тепловое состояние двигателя — это такое температурное состояние деталей цилиндровой и поршневой группы, которое отвечает наивыгоднейшему сочетанию тепловых процессов с высокой надежностью, износоустойчивостью его деталей и экономичностью.

Достаточно стабильная и равномерная температура деталей поршневых двигателей обеспечивается их конструкцией, условиями охлаждения, а также характером протекания рабочего процесса. Вместе с тем, оптимальное тепловое состояние двигателя должно поддерживаться при любых эксплуатационных условиях и режимах работы. Это состояние обеспечивается совокупностью специальных устройств — системой охлаждения, отводящей тепло в первую очередь от теплонапряженных деталей.

С другой стороны, задача повышения единичных мощностей двигателей при одновременном уменьшении их габаритов, металлоёмкости, энергопотребления отдельными агрегатами, снижении стоимости на единицу конечного полезного эффекта означает постоянное совершенствование их конструкции, повышение надёжности и КПД. Решение возникающих при этом проблем в значительной мере зависит от обеспечения системой охлаждения допустимых тепловых нагрузок и термических напряжений в деталях двигателя.

Современная практика проектирования отдельных систем и в том числе систем охлаждения, подсистем и агрегатов обуславливает учёт многообразных взаимных связей и реальных условий их работы. Так как для системы охлаждения двигателя смежными объектами являются тепловыделяющие поверхности двигателя и его конструктивные элементы, образующие жидкостный и воздушный тракт системы охлаждения, то она всегда может быть представлена в виде ряда взаимодействующих систем. Это позволяет обоснованно использовать теоретические и экспериментальные данные при проектировании системы охлаждения в целом, отвечающей условиям и требованиям оптимальной конструкции.

Только оптимально спроектированная система охлаждения обеспечивает заданные тепловые режимы термически напряженных деталей двигателя в различных условиях эксплуатации двигателя внутреннего сгорания.

ГЛАВА 1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

Исходными расчетными данными при проектировании систем охлаждения двигателей являются значения допустимых температур (t) поверхностей наиболее теплонапряженных элементов: поршней, головок цилиндров и самих цилиндров. В свою очередь, эти температуры определяют температурный режим системы охлаждения при различных условиях эксплуатации, тем самым являясь косвенным показателем теплового состояния двигателя.

Другой исходной расчетной величиной является количество тепла (Q), отводимого в систему охлаждения в процессе работы поршневого двигателя, являющееся частью общего теплового расчета двигателя и, следовательно, основой расчета системы охлаждения.

В теплообменном процессе двигателя основную роль играют конвективный перенос тепла от горячих газов к стенкам цилиндра и головки α_k , теплопроводность λ самих стенок и лучистый теплоперенос $\alpha_{\text{луч}}$ в моменты горения топлива в камере сгорания.

Теплоотдача от горячих газов с температурой до 2300°C в стенки происходит из-за превышения их температуры над температурой стенок. Интенсивность теплоотдачи зависит от величины этой разницы, плотности газов, скорости и характера их движения в полости цилиндра, а также формы, величины и качества поверхности стенок, контактирующих с газами. Следует помнить также, что различные по составу газы отдают свою тепловую энергию с различной интенсивностью. Здесь сказывается влияние их теплопроводности, вязкости и теплоемкости. Все другие величины, так или иначе влияющие на теплоотдачу, являются косвенными. Это относится к любому типу теплопередачи в цилиндрах поршневого двигателя. Поэтому при определении теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра экспериментально выявляют влияние основных факторов, а затем находят их зависимость от первоначально известных факторов. Попытки исследователей охватить все одной зависимостью приводит к получению громоздких выражений, упрощение которых делает их неточными.

Рядом исследователей были предложены выражения для непосредственного подсчета средней цикловой теплоотдачи с использованием основных показателей работы двигателя. Это оказалось удобным. Недостаток лишь в том, что отдельно не учитывается конвективная и лучистая составляющие теплового потока. Но это оказалось несущественным, и поэтому становится возможным использование формул общей теории теплообмена для расчета средней за цикл теплоотдачи. Ввиду незначительной толщины стенок и высокой теплопроводности влияние их термического сопротивления на перенос тепла от горячих газов к охлаждающей среде несущественно и им в практических расчетах систем жидкостного охлаждения пренебрегают, учитывая его только при расчете систем воздушного охлаждения.

Нестационарность процесса теплопередачи из расчетов исключается путем представления теплопереноса в виде множества элементарных стационарных процессов, для оценки которых могут быть использованы классические соотношения теплопередачи. Обычно тепловая напряженность двигателя определяется термометрированием в ходе испытаний. Опытами устанавливается распределение полей температур и характерные величины их в различных точках теплонапряженных деталей.

1.1 ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

1.1.1 Способы передачи энергии в тепловой форме

Среди различных явлений, сопровождающих рабочие процессы тепловых машин, центральное место занимает процесс передачи энергии на микроуровне (в форме теплоты) внутри тел и между телами. Это явление принято называть теплообменом.

Понятие теплообмена охватывает совокупность всех явлений, при которых имеет место переход энергии на микроуровне (невидимом для нашего зрения) из одной части пространства в другую. Этот переход может происходить тремя различными по своему существу способами.

Первый способ (механизм) в чистом виде имеет место в однородных твердых телах и заключается в том, что энергия передается из одной части тела в другую путем непосредственного соприкосновения между материальными частицами тела, т. е. путем энергетического взаимодействия между частицами. Такой способ принято называть *теплопроводностью* или *кондукцией* (от латинского слова *conductor* — проводник).

Вторым способом (механизмом) является передача энергии путем конвекции (от латинского слова *convectio* — принесение). Этот способ наблюдается тогда, когда материальные частицы какого-либо тела изменяют свое положение в пространстве и переносят содержащуюся в них энергию из одного места в другое. Такое явление имеет место при движении жидкостей и газов и всегда сопровождается теплопроводностью, т. е. передачей энергии от одной частицы к соседней, если только во всей текущей массе нет равенства температур. Одновременный перенос энергии конвекцией и теплопроводностью обычно называют *конвективным теплообменом*.

Обычно движение среды (капельной жидкости или газа) происходит в условиях ограничения ее твердыми стенками. При этом будет иметь место обмен энергией на микроуровне между движущейся средой и окружающими ее стенками. Такого рода теплообмен называют *теплоотдачей*.

Третий способ (механизм) состоит в переносе энергии на микроуровне в пространстве электромагнитными колебаниями. Этот вид передачи энергии принято называть *лучистым теплообменом* или *теплообменом излучением*.

В реальных условиях обмен энергией на микроуровне между телами крайне редко осуществляется по одному из рассмотренных выше механизмов. Обычно имеет место энергообмен двумя, а еще чаще всеми тремя способами одновременно.

Так, например, часть энергии продуктов сгорания в цилиндре поршневого ДВС передается в охлаждающую жидкость и конвекцией, и лучеиспусканием, и теплопроводностью.

1.2 ТЕПЛОБМЕН ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ

1.2.1 Основные понятия и определения

$$T = f(x, y, z, t), \quad (1.1)$$

$$\left. \begin{array}{l} T = f(x, y, z) \\ \frac{dT}{dt} = 0 \end{array} \right\} \quad (1.2)$$

$$T = f(x). \quad (1.3)$$

Переход энергии (распространение теплоты) из одной части тела в другую всегда связан с наличием более или менее нагретых, т.е. обладающих различной температурой, частей, и, следовательно, зависит от температурного состояния тела. Для характеристики температурного состояния тела с этой точки зрения вводится ряд понятий.

Температурное поле — это совокупность значений температуры во всех точках рассматриваемого тела в данный момент времени.

Уравнение температурного поля имеет вид (1.1),

где x, y, z — координаты точки тела, имеющей температуру T ; t — время.

Это уравнение выражает распределение температуры по всему телу в данный момент времени, а также изменение ее в каждой точке тела со временем. Оно является математиче-

ской формулировкой неустановившегося (нестационарного) температурного поля. Выражение (1.1) указывает на то, что с течением времени температура тела в указанной точке изменяется.

Если температурное поле не зависит от времени, оно называется установившимся (стационарным). Следовательно, если температурное поле стационарно, то температура тела в указанной точке с течением времени не изменяется. Математически это условие выражается системой равенств (1.2).

Стационарность температурного поля не означает, что температура тела в указанной точке тела не может отличаться от температуры тела в другой точке, но означает, что и в этой другой точке температура тела с течением времени не изменяется.

В зависимости от числа координат, в направлении которых происходит изменение температуры, температурное поле может быть трехмерным, двумерным и одномерным.

Для одномерного стационарного температурного поля уравнение (1.1) имеет вид (1.2).

Это означает, что во всех точках плоскости y - z температура тела одинакова и со временем не изменяется.

Так как температура — скалярная величина, то температурное поле — скалярное поле.

Изотермическая поверхность — это геометрическое место точек тела, имеющих одинаковую температуру. Любая кривая на изотермической поверхности представляет собой линию неизменных температур или изотерму. Так как в данной точке тела не может быть одновременно нескольких значений температуры, изотермические поверхности пересекаться не могут. Они либо замыкаются на себя внутри тела, либо обрываются на его границах. Вдоль изотермической поверхности энергия в форме теплоты передаваться не может.

Определим понятие градиента температуры. При переходе от одной изотермической поверхности к другой имеет место изменение температуры (рис. 1.1). Мерой скорости этого изменения, например, в направлении S_1 , является отношение $\Delta T / \Delta S$, где ΔT — изменение температуры, соответствующее расстоянию ΔS . Наибольшее значение это отношение получает тогда, когда выбранное направление совпадает с нормалью к изотермической поверхности.

Вектор, выражающий направление наибольшей скорости изменения температуры в данной точке температурного поля и величину этой скорости, называют градиентом температуры:

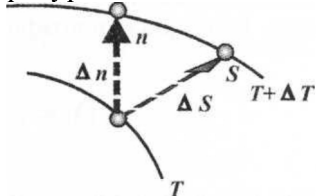


Рис. 1.1. К определению градиента температуры

$$\text{grad} T = \lim \left(\frac{\Delta T}{\Delta S} \right) = \frac{dT}{dS}, \frac{\kappa}{\text{м}} \quad (1.4)$$

Положительным направлением вектора градиента температуры считается направление в сторону возрастания температуры.

Энергию, передаваемую в форме теплоты от более нагретого элемента тела к менее нагретому в единицу времени, называют тепловым потоком. Можно говорить о потоке внутри тела и между телами (в последнем случае энергия передается от более нагретого в целом тела к менее нагретому телу). Таким образом,

$$\Phi = \frac{Q}{t}, \quad \frac{Дж}{с} = Вт,$$

где Φ — тепловой поток, Вт.

Тепловой поток есть вектор, направление которого противоположно вектору температурного градиента, так как теплота передается в направлении уменьшения температуры.

Тепловой поток, отнесенный к единице поверхности, называют поверхностной плотностью теплового потока:

$$\varphi = \frac{\Phi}{S}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Закон Фурье. Опыты с твердыми телами, в которых теплота распространяется только путем теплопроводности, позволили Фурье установить, что количество переданной энергии пропорционально падению температуры, времени теплообмена и площади сечения, через которое передавалась теплота. Следовательно, плотность теплового потока пропорциональна градиенту температур

$$[\lambda] = \frac{[\varphi]}{[\text{grad}T]}, \quad \frac{\text{Вт} \cdot \text{м}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\varphi = -\lambda \cdot \text{grad}T.$$

(1.5)

Формула является математическим выражением основного закона теплопроводности. Знак минус в правой части показывает, что вектор теплового потока противоположен по направлению вектору градиента температуры.

Коэффициент пропорциональности λ характеризует теплопроводящие свойства данного вещества и называется коэффициентом теплопроводности. Размерность коэффициента λ определяется выражением

так как изменение температуры, фигурирующее в градиенте, будет одинаковым как в шкале Цельсия, так и в шкале Кельвина.

Судя по размерности, коэффициент теплопроводности представляет собой количество энергии, переданной в форме теплоты в единицу времени через единицу поверхности при падении температуры на один Кельвин на единицу длины.

Величина коэффициента теплопроводности для каждого материала определяется экспериментально и зависит от его структуры, плотности, влажности и температуры. Для большинства материалов с повышением температуры коэффициент теплопроводности увеличивается, но для многих металлов имеет место обратная зависимость. В теплотехнических расчетах обычно пользуются средним значением коэффициента теплопроводности для данного материала в рассматриваемом интервале температур, что не вносит существенных погрешностей в расчет. В качестве примера ниже приведены величины λ для некоторых веществ.

Ниже приведены значения коэффициента теплопроводности λ для некоторых веществ:

1.2.2 Теплопроводность стенок различной формы

1.2.2.1 Теплопроводность плоской стенки

Рассмотрим сначала однородную плоскую стенку толщиной δ (рис. 1.2).

Будем считать, что температуры поверхностей стенки T_1 и T_2 остаются неизменными во времени по всей поверхности. Тогда изменение температуры будет происходить только в направлении оси x (рис. 1.2). Заметим, что это изменение имеет линейный характер; интенсивность изменения температуры зависит от теплопроводности материала. Учитывая сказанное, можно констатировать, что в рассматриваемом случае имеет место одномерное стационарное температурное поле. Коэффициент теплопроводности равен L .

Вещество	λ , Вт/(м К)
Серебро	414
Красная медь	400
Алюминий	210
Сталь	10...60
Дерево	0.06...0.55
Красный кирпич	0.5...0.6
Асбест	0.11...0.20
Сажа	0.055...0.11
Вода 0-100°C	0.15...0.29
Воздух, 0-1000 °C	0.02...0.08

На основании уравнения (1.5) имеем, что $(\delta = \lambda \text{ (—gradT)})$. Учитывая, что в рассматриваемом случае

$$-\text{grad}T = \frac{T_1 - T_2}{\delta},$$

получим зависимость

$$\varphi = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2), \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Отношение δ/λ называют термическим сопротивлением (обозначается R). В связи с этим, уравнение можно представить в виде

$$\varphi = \frac{T_1 - T_2}{R}, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Используя зависимости легко определить величину теплового потока и все количество переданной на микроуровне энергии:

$$\Phi = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2) S, \quad \text{Вт}$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (T_1 - T_2) S \tau, \quad \text{Дж}$$

Рассмотрим теперь трехслойную плоскую стенку, приняв условия предыдущего случая, т. е. считая температурное поле стационарным и одномерным (рис. 1.3).

Так как рассматривается стационарное температурное поле, плотность теплового потока Φ , проходящего через каждый слой стенки, одинакова. Если температурное поле стационарно, сколько энергии в тепловой форме подводится к стенке, столько же ее отводится от стенки. Тепловой поток на входе равен тепловому потоку на выходе, следовательно, можно записать, что

$$\Phi_1 = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2); \quad \Phi_2 = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3); \quad \Phi_3 = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4).$$

Учитывая, что $\Phi_1 = \Phi_2 = \Phi_3 = \Phi$ на основании выражения (1.5) можно записать

$$\varphi = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_1 - T_2) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_2 - T_3) = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (T_3 - T_4).$$

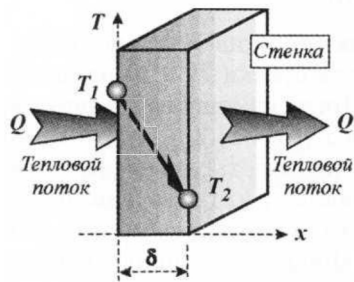


Рис. 1.2. К расчету передачи тепловой энергии через плоскую стенку

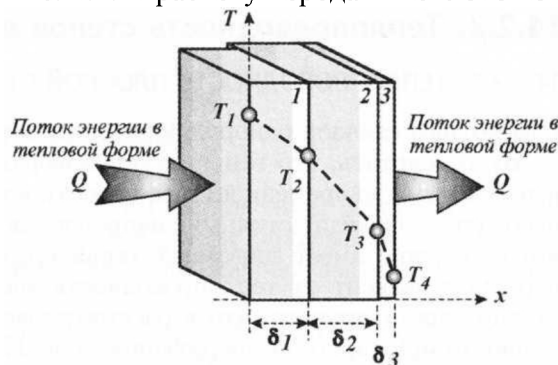


Рис. 1.3. К расчету теплопроводности трехслойной плоской стенки

Так как $\delta/\lambda = R$, то последнее выражение можно записать в виде

$$\varphi = \frac{1}{R_1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{R_2} (T_2 - T_3) = \frac{1}{R_3} (T_3 - T_4).$$

Это выражение представим в виде системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{1}{R_1} (T_1 - T_2); \\ \varphi &= \frac{1}{R_2} (T_2 - T_3); \\ \varphi &= \frac{1}{R_3} (T_3 - T_4) \end{aligned} \right\}.$$

Из этих уравнений можно определить изменение температуры в каждом слое:

$$\left. \begin{aligned} \varphi \cdot R_1 &= (T_1 - T_2); \\ \varphi \cdot R_2 &= (T_2 - T_3); \\ \varphi \cdot R_3 &= (T_3 - T_4) \end{aligned} \right\}$$

Складывая левые и правые части этих равенств, получим полный температурный напор, состоящий из суммы изменений температуры в каждом слое:

$$\begin{aligned} \varphi R_1 + \varphi R_2 + \varphi R_3 &= (T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4), \\ \varphi(R_1 + R_2 + R_3) &= T_1 - T_4. \end{aligned}$$

Отсюда получаем

$$\varphi = \frac{T_1 - T_4}{R_1 + R_2 + R_3} = \left(\frac{\lambda_1}{\delta_1} + \frac{\lambda_2}{\delta_2} + \frac{\lambda_3}{\delta_3} \right) (T_1 - T_4). \quad (1.6)$$

Из уравнения (1.6) следует, что общее термическое сопротивление многослойной стенки равно сумме термических сопротивлений каждого слоя:

$$R = R_1 + R_2 + R_3. \quad (1.7)$$

Для стенки, состоящей из n слоев, формула (1.6) примет вид

$$\varphi = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i}{\delta_i} (T_1 - T_{n+1}), \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

1.2.3 Теплопроводность цилиндрической стенки

Передача теплоты через цилиндрическую стенку имеет большое практическое значение, так как многие теплотехнические агрегаты (теплообменные аппараты, гильзы цилиндров двигателей внутреннего сгорания и другие) имеют элементы в виде цилиндрических труб. Передача теплоты теплопроводностью в цилиндрической стенке происходит по тем же законам, что и в плоской стенке. Различие заключается лишь в том, что плоская стенка имеет поверхности одинаковые по площади, а у цилиндрической площадь внутренней поверхности всегда меньше наружной.

Рассмотрим цилиндр длиной L (рис. 1.4). Внутренняя и внешняя площади поверхностей цилиндра S_1 и S_2 имеют температуры соответственно T_1 и T_2 , причем $T_1 > T_2$. Тепловой поток направлен по нормали к поверхности цилиндра (по радиусам ее сечений) изнутри наружу. Внутренний и наружный диаметры равны соответственно d_1 и d_2 . Теплопроводность материала стенки постоянна и равна λ .

Для того чтобы воспользоваться законом Фурье, выделим внутри стенки кольцевой слой радиусом r и толщиной dr . Тепловой поток, проходящий через этот слой, равен

$$\Phi = \varphi S; \quad Q = \varphi St.$$

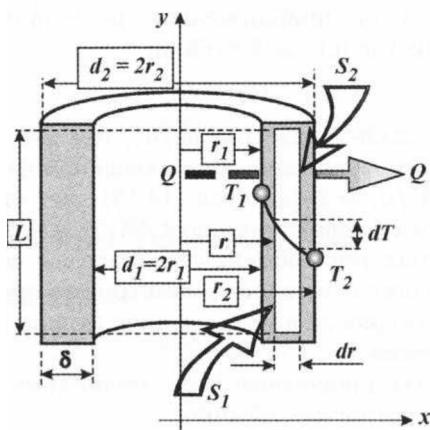


Рис. 1.4. К расчету теплопроводности цилиндрической стенки

$$\Phi = \lambda(-\text{grad}T)L = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi r L, \quad \text{Вт}$$

где L — высота (длина) цилиндра.

Разделив переменные в выражении получаем:

$$-dT = \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \cdot \frac{dr}{r}.$$

Интегрируя это уравнение в пределах изменения радиуса от r_1 до r_2 и температуры от T_1 до T_2 получим:

$$\begin{aligned} -\int_{T_1}^{T_2} dT &= \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r}; \\ -(T_2 - T_1) &= \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}; \quad T_1 - T_2 = \frac{\Phi}{2\pi\lambda L} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1}. \end{aligned}$$

Отсюда определяем тепловой поток, прошедший через стенку.

Так как площади внутренней и внешней поверхностей различны, то различными оказываются и соответствующие плотности потока. По этой причине в теплотехнических расчетах тепловой поток относится к единице длины цилиндрической стенки:

$$\varphi_L = \frac{\Phi}{L} = \frac{2\pi\lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{ц.ст}}},$$

где φ_L — линейная плотность теплового потока; $(R = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1})$ термическое сопротивление цилиндрической стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{КВт}$.

Определить термическое сопротивление цилиндрической стенки достаточно сложно, поэтому для приближенного расчета его часто определяют по более простой формуле плоской стенки:

$$R = \delta / \lambda.$$

Чем меньше отношение диаметров d_2/d_1 , тем меньше ошибка в вычислении термического сопротивления по упрощенной формуле. Установлено, что при отношении $d_2/d_1 = 2$ формула дает ошибку, равную 4%, а при $d_2/d_1 = 1.5$ ошибка уменьшается до 1.4%.

Обычно в трубчатых теплообменных аппаратах, в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания отношение диаметров не превышает 1.5, поэтому при расчете теплопроводности в этих случаях можно пользоваться формулами для плоской стенки.

Количество теплоты, прошедшее через цилиндрическую стенку длиной L за t секунд, определяется как обычно:

$$Q = \Phi t, \text{ Дж}.$$

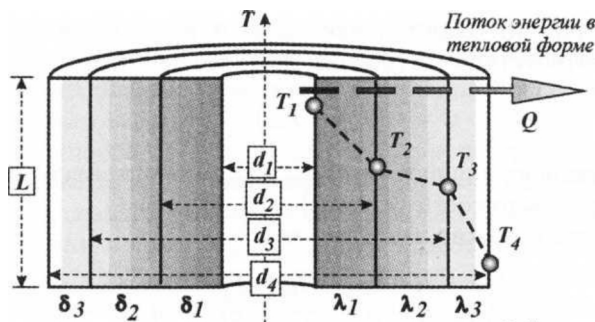


Рис. 1.5. К определению теплопроводности трехслойной цилиндрической стенки

Для трехслойной цилиндрической стенки (рис. 1.5) на основании выражения можно записать:

$$\varphi_L = 2\pi\lambda_1 \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{d_2}{d_1}}; \quad \varphi_L = 2\pi\lambda_2 \frac{(T_2 - T_3)}{\ln \frac{d_3}{d_2}}; \quad \varphi_L = 2\pi\lambda_3 \frac{(T_3 - T_4)}{\ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

Решая эти уравнения относительно разностей температур, а затем, почленно складывая, получим

$$T_1 - T_4 = \frac{\varphi_L}{2\pi} \left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right).$$

$$\varphi_L = \frac{2\pi \cdot (T_1 - T_4)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3}}.$$

Обобщая формулу на n -слойную стенку, найдем

$$\varphi_L = \frac{2\pi \cdot (T_1 - T_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}},$$

где i — порядковый номер слоя.

Дальнейшее определение величин Φ и Q не представляет сложности.

1.3 Конвективный теплообмен

Как было отмечено ранее, конвективный теплообмен (или теплоотдача) представляет собой процесс передачи энергии на микроуровне, осуществляемый между какой-нибудь

твёрдой поверхностью и омывающей её средой (жидкостью или газом). Этот вид теплообмена встречается во всех тепловых машинах и теплообменных аппаратах.

Изучают и рассчитывают конвективный теплообмен на основе закона Ньютона. В соответствии с этим законом $Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F$.

Из равенства видно, что коэффициент теплоотдачи α показывает, какое количество теплоты передается средой единице площади твёрдой поверхности в единицу времени при разнице температур среды и стенки в один градус.

Величина коэффициента теплоотдачи зависит от большого числа факторов, определяющих интенсивность конвективного теплообмена. Эти факторы условно можно разделить на следующие основные группы:

1. *Зависящие от природы возникновения движения среды относительно твёрдой поверхности.*

В зависимости от причины, вызывающей движение среды, различают два вида движения — *свободное* и *вынужденное*.

Свободное движение, называемое иначе естественной конвекцией, вызывается подъемной силой, обусловленной разностью плотностей холодных и нагретых частиц среды. Интенсивность свободного движения зависит от природы жидкости или газа, разности температур между отдельными частицами среды и объема пространства, в котором протекает процесс.

Вынужденное движение среды, обуславливающее вынужденную конвекцию, вызывается работой внешних агрегатов (насосов, вентиляторов и тому подобных). Движущая сила при этом виде движения возникает вследствие разности давлений, устанавливающихся на входе и выходе из канала, по которому перемещается среда.

2. *Зависящие от режима движения жидкости.*

Движение жидкости может иметь *ламинарный* (от латинского слова *lamina* — полоска, слой) или *турбулентный* (от латинского слова *turbulentus* — бурный, беспорядочный) характер. В первом случае частицы движущейся среды в форме отдельных не смешивающихся струй следуют очертаниям канала или стенки.

Турбулентный режим движения характеризуется непостоянством скорости движения частиц среды в рассматриваемой точке пространства.

3. *Зависящие от физических свойств среды.*

На интенсивность процесса теплоотдачи непосредственно влияют следующие физические параметры среды: теплопроводность, удельная теплоемкость

$$\varphi = \alpha (T_{cp} - T_{ct}) \frac{Bm}{M^2},$$

где α — коэффициент теплоотдачи; T_{cp} , T_{ct} — температура среды и температура твёрдой поверхности (стенки). Соответственно, можно записать, что

$$\Phi = \alpha \cdot (T_{cp} - T_{ct}) \cdot S, \quad \text{Вт} \quad (1.7)$$

$$Q = \alpha \cdot (T_{cp} - T_{ct}) \cdot St, \quad \text{Дж}$$

Здесь $S_{0,m}$ — площадь; t_c — время.

Решив уравнение (1.5) относительно коэффициента теплоотдачи α , получим

$$\alpha = \frac{\varphi}{T_{cp} - T_{ct}} \cdot \frac{B_T}{M^2 K}$$

теплоемкость, плотность, вязкость и температуропроводность (характеризующая скорость выравнивания температуры в различных точках тела).

4- *Зависящие от формы, размеров и состояния поверхности, омываемой жидкостью или газом.*

Обычно поверхности имеют форму плит или труб, которые могут располагаться вертикально, горизонтально или наклонно. Каждая из этих форм поверхности создает специфические условия для теплообмена между поверхностью стенки и средой. Для процесса теплоотдачи важно, перемещается ли среда внутри замкнутого пространства или твердая поверхность со всех сторон омывается средой. Большое значение имеет также состояние поверхности, оцениваемое ее шероховатостью.

1.3.1 Определение численного значения коэффициента теплоотдачи

Из рассмотрения факторов, влияющих на процесс теплоотдачи, видно, насколько зависима величина коэффициента теплоотдачи от конкретных условий протекания процесса. Это приводит к тому, что наиболее точно значение α можно определить только опытным путем, что представляет собой нелегкую задачу, особенно для сложных и громоздких тепловых устройств.

В настоящее время опытное определение коэффициента теплоотдачи производится, как правило, не на самих образцах тепловых устройств, а на их упрощенных моделях, более удобных для экспериментирования. Результаты опытов, проведенных на моделях, обобщают, используя теорию подобия (метод обобщенных переменных).

Теория подобия позволяет выяснить, когда можно перенести результаты экспериментов, полученные на конкретной установке, на другие аналогичные установки, т.е. установить условия подобия процессов. Метод подобия применим тогда, когда известно математическое описание процесса. Путем деления всех переменных (независимых и зависимых), отражающих особенности изучаемого процесса, на некоторые характерные для них значения («масштабы») осуществляется переход к безразмерным величинам. В результате математическое описание приводится к безразмерному виду. При этом «масштабы», а также физические константы, входящие в задачу, объединяются в безразмерные комплексы, называемые числами или критериями подобия. Обычно принято обозначать критерии подобия двумя первыми буквами фамилий исследователей, которые внесли заметный вклад в теорию гидродинамики и теплоотдачи.

Наиболее важными и часто употребляемыми являются следующие критерии подобия:

- критерий Нуссельта $Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$, который характеризует теплообмен на границе между жидкой средой и поверхностью твердого тела. Чем интенсивнее происходит конвективный теплообмен, тем больше число Nu и тем больше коэффициент теплоотдачи α .

критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{U \ell}{\nu}$$

характеризующий соотношение сил инерции и вязкостных сил в жидкой среде.

- критерий Пекле:

$$Pe = \frac{U \ell c p \rho}{\lambda}$$

характеризующий отношение скоростей распространения энергии в форме теплоты конвекцией и теплопроводностью. Чем больше критерий Pe тем выше доля теплоты, переносимой в жидкой среде за счет конвекции по сравнению с переносом за счет теплопроводности.

- критерий Эйлера:

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho u^2}.$$

характеризующий соотношение сил давления и сил инерции в жидкой среде и являющийся критерием, оценивающим гидравлическое сопротивление. На практике он используется при определении гидравлических сопротивлений каналов различной конфигурации. В этом случае Δp представляет собой перепад давлений на рассматриваемом участке канала.

- критерий Грасгофа:

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot (T_{ж} - T_{ст}) \cdot l^3}{\nu^2}$$

который характеризует соотношение подъемных сил, возникающих в жидкой среде вследствие разности плотностей, и вязкостных сил.

- критерий Прандтля:

$$Pr = \frac{g \cdot \rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda},$$

который характеризует физические свойства жидкости.

В формулах обозначено: u — скорость движения жидкости; l — характерный линейный размер (например, диаметр d в случае трубы); ρ — плотность жидкости; c_p — истинная массовая теплоемкость жидкости при постоянном давлении; ν — кинематическая вязкость жидкости; $T_{ж}$, $T_{ст}$ — температуры жидкости и стенки; β — истинный температурный коэффициент объемного расширения; λ — коэффициент теплопроводности жидкости; Δp — перепад давления в жидкости; g — ускорение свободного падения.

Набор чисел подобия, полученный в результате соответствующих преобразований математических уравнений, описывающих рассматриваемый процесс, включает в себя зависимые критерии (в них входят искомые, определяемые переменные задачи) и независимые (включающие аргументы, определяющие переменные задачи). Соответственно и критерии называют определяемыми и определяющими.

Связь между определяемыми и определяющими критериями подобия устанавливают экспериментально в виде зависимостей, которые называются *критериальными* уравнениями.

При решении теплотехнических задач искомой величиной является коэффициент теплоотдачи, поэтому критериальные уравнения в качестве определяемого критерия содержат критерий Нуссельта.

Для случаев свободного движения жидкой среды определение среднего значения коэффициента теплоотдачи по всей нагреваемой (или охлаждаемой) поверхности (например, для наружных поверхностей труб) можно определить по формулам:

- при $(Gr \cdot Pr_{ж}) = 10^{-3} \dots 10^2$ $Nu = 1,18 (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0,25}$
- при $(Gr \cdot Pr_{ж}) = 5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$ $Nu = 0,54 (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0,25}$
- при $(Gr \cdot Pr_{ж}) > 2 \cdot 10^7$ $Nu = 0.135 (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.33}$

Подставляя в уравнения, приведенные выше значения определяющих критериев и решая эти уравнения относительно α , соответственно получим:

- при $(Gr \cdot Pr_{ж}) = 1 \dots 10^2$ $\alpha = 1.18 (\beta \cdot g \cdot Pr)^{\frac{1}{8}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{4}}} \left(\frac{\Delta T}{l^5} \right)^{\frac{1}{8}};$
- при $(Gr \cdot Pr_{ж}) = 5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7$ $\alpha = 0.54 (\beta \cdot g \cdot Pr)^{\frac{1}{4}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{\Delta T}{l} \right)^{\frac{1}{4}};$
- при $(Gr \cdot Pr_{ж}) > 2 \cdot 10^7$ $Nu = 0.135 (Gr_{ж} \cdot Pr_{ж})^{0.33}.$

Для определения α в ограниченном пространстве (например, внутри трубы) при свободном движении жидкости в формулы, приведенные выше, вместо A следует подставлять

так называемый *эквивалентный* коэффициент теплопроводности, который можно определить из зависимостей: $\chi = 1.18(\beta \cdot g \cdot \text{Pr})^{\frac{1}{8}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{4}}} \left(\frac{\Delta T}{l^5}\right)^{\frac{1}{8}}$

$$\text{при } (\text{Gr} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}) - 10^3 \dots 10^6$$

$$\lambda_{\text{экв}} = 0.105 \lambda \cdot (\text{Gr}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0.3};$$

$$\alpha = 0.135(\beta \cdot g \cdot \text{Pr})^{\frac{1}{3}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{2}{3}}} (\Delta T)^{\frac{1}{3}}.$$

$$\alpha = 0.54(\beta \cdot g \cdot \text{Pr})^{\frac{1}{4}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{\Delta T}{l}\right)^{\frac{1}{4}};$$

$$\chi = 1.18(\beta \cdot g \cdot \text{Pr})^{\frac{1}{8}} \frac{\lambda}{\nu^{\frac{1}{4}}} \left(\frac{\Delta T}{l^5}\right)^{\frac{1}{8}};$$

$$\text{Nu} = 0.135(\text{Gr}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0.33}.$$

$$\text{Nu} = 0.54(\text{Gr}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0.25};$$

$$\text{Nu} = 1.18(\text{Gr}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0.125};$$

$$\text{при } (\text{Gr}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}) - 10^6 \dots 10^{10}$$

$$\lambda_{\text{экв}} = 0.4 \lambda \cdot (\text{Gr}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})^{0.2}.$$

Приведенные пределы величины $(\text{Gr}_{\text{ж}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}})$ охватывают практически все случаи, встречающиеся в природе. При вынужденном движении жидкости критериальные уравнения имеют другой вид.

Так, при ламинарном движении теплоносителя внутри трубы можно использовать зависимость

$$\text{Nu} = 0.17 \text{Re}_{\text{ж}}^{0.33} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0.33} \text{Gr}_{\text{ж}}^{0.1} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0.25}.$$

При турбулентном движении жидкости внутри трубы

$$\text{Nu} = 0.21 \text{Re}_{\text{ж}}^{0.8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0.43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0.25}.$$

При поперечном обтекании одиночной трубы

$$\text{Nu} = 0.59 \text{Re}_{\text{ж}}^{0.47} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0.38} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0.25}, \quad [\text{Re} = 10 \dots 10^3]$$

$$\text{Nu} = 0.21 \text{Re}_{\text{ж}}^{0.62} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0.38} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0.25}, \quad [\text{Re} = 10^3 \dots 2 \cdot 10^5].$$

При поперечном обтекании пучка труб (в случае коридорного их расположения)

$$\text{Nu} = 0.23 \text{Re}_{\text{ж}}^{0.65} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0.33} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0.25}.$$

В случае шахматного расположения

$$\text{Nu} = 0.41 \text{Re}_{\text{ж}}^{0.6} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0.33} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{ж}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}}\right)^{0.25}.$$

Формулы справедливы для $\text{Re} = 6 \cdot 10^2 \dots 1.3 \cdot 10^5$.

В справочной литературе можно найти критериальные уравнения для самых различных случаев теплообмена, встречающихся в практике.

В ряде случаев определение величины коэффициента теплоотдачи производят по чисто эмпирическим формулам. Так, для расчета конвективного теплообмена в цилиндре поршневого ДВС величину коэффициента теплоотдачи от продуктов сгорания к стенкам камеры сгорания обычно определяют из формулы Эйхельберга

$$\alpha = 2.1 \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{p_r T_r},$$

где c_m — средняя скорость движения поршня, м/с; p_r — текущее давление газов в цилиндре, 105Па, T_r — текущая температура газов в цилиндре, К.

Порядок величины α Вт/(м²-К) для некоторых условий конвективного теплообмена лежит в пределах:

• для газов:

при естественной конвекции	6...40
----------------------------	--------

• для воды:

при естественной конвекции	110...1100
при вынужденной конвекции при движении по трубам	500...11000
при кипении	2200..11000
для конденсирующегося водяного пара	4500..22000

1.4. Теплообмен излучением

Излучение энергии присуще всем телам и количественно определяется физическими свойствами и температурой тела, так как его нагревание является причиной внутриатомных возмущений, сопровождающихся излучением. Носителем лучистой энергии являются электромагнитные колебания с волнами разной длины. Установлено несколько характерных диапазонов длин волн (табл. 1.1).

С точки зрения теплообмена интерес представляют такие электромагнитные колебания, энергия которых поглощается телами и проявляется затем в форме внутренней энергии. В наибольшей мере такими свойствами обладают световые и, главным образом, инфракрасные лучи. Энергия электромагнитных колебаний других длин волн телами практически не поглощается. Таким образом, под тепловым излучением подразумевают энергию, отдаваемую и поглощаемую телами в диапазоне длин волн 0.4...400 мк.

Таблица 1.1

Длины волн, характерные для некоторых видов излучения

Наименование излучения	Длина волны
Космические и гамма-лучи	0,1А 0,1...10А
Рентгеновские лучи	10...200А
Ультрафиолетовые лучи	200А...0,4мк
Видимые (световые) лучи	0,4...0,7
Инфракрасные (тепловые) лучи	0,4...0,8мк

Каждое тело излучает энергию непрерывно, независимо от свойств и состояния окружающих тел и среды, даже и в случае, когда температура последних совпадает с температурой тела. При попадании на другие тела эта энергия частично проходит через тела, частично поглощается ими.

Пусть из всего количества энергии Q , падающей на тело (рис. 1.6), часть Q_A поглощается, Q_D — отражается, а $Q_{\&}$ — проходит сквозь тело:

$$Q = Q_A + Q_R + Q_D.$$

Разделив равенство на Q , получим

$$\frac{Q}{Q} = \frac{Q_A + Q_R + Q_D}{Q}.$$

Обозначив

$$\frac{Q_A}{Q} = A, \quad \frac{Q_R}{Q} = R, \quad \frac{Q_D}{Q} = D,$$

получим

$$A + R + D = 1.$$

Очевидно, что отношение Q_A/Q представляет часть лучистой энергии Q , поглощенную телом, Q_R/Q — часть, отраженную им, и Q_D/Q — часть, прошедшую сквозь тело. Величины A , R , D характеризуют соответственно поглощательную, отражательную и пропускающую способность тела и называются коэффициентами поглощения, отражения и пропускания.

Если $A = R = D = 0$, то вся энергия поглощается телом, и его называют *абсолютно черным*.

Если $R = A = D = 0$, то вся энергия отражается телом и тело называют *абсолютно белым* (если поверхность шероховатая и отраженная энергия рассеивается по различным направлениям) или *зеркальным* (если поверхность полированная и отражение происходит точно под тем же углом, под которым падал на поверхность поток лучистой энергии Q (рис. 1.6).

Если $D = A = R = 0$, то вся энергия проходит сквозь тело и его называют *абсолютно прозрачным*.

Абсолютно черных, белых (зеркальных) и прозрачных тел в природе не существует. Тем не менее, известно немало тел, которые по своим свойствам весьма близки к этим абсолютным категориям.

Коэффициенты A, R, D зависят от природы тела, его температуры и длины волны падающего излучения. Так, сухой воздух для тепловых лучей практически прозрачен. Кварц прозрачен для тепловых, световых и инфракрасных лучей с длиной волны до 4 мк; оконное стекло практически пропускает только световые лучи и непрозрачно для ультрафиолетового и части инфракрасного излучений; то же можно сказать и о многих жидкостях.

Твердые тела и жидкости непрозрачны ($D = 0$); для них $A + R = 1$. Отсюда следует, что если тело хорошо поглощает тепловое излучение, то оно плохо отражает его и наоборот.

Отражательные свойства вещества определяются не столько цветом, сколько состоянием поверхности тела. Так, белая поверхность хорошо падающего на тело

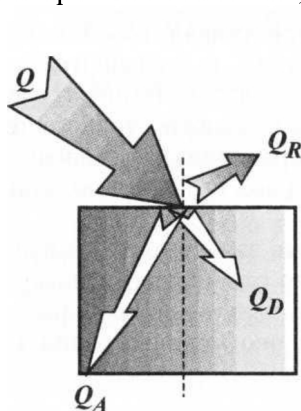


Рис. 1.6. Распределение потока лучистой энергии

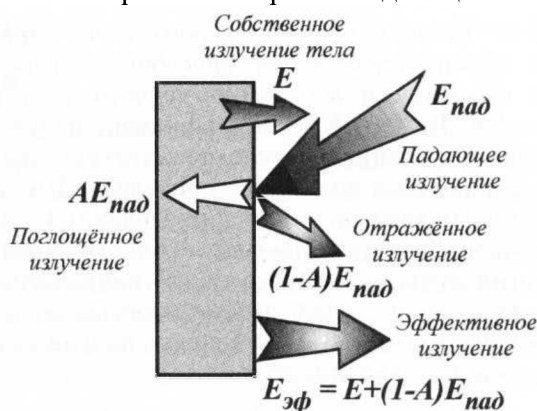


Рис. 1.7. К определению эффективного излучения

отражает лишь световые лучи, а инфракрасные поглощает так же, как и темная; в то же время полировка поверхности позволяет существенно повысить коэффициент отражения лучистой энергии (у полированного металла, например, $R \sim 0.9$). Шероховатая поверхность,

покрытая сажей, наоборот, имеет коэффициент отражения энергии $R \approx 0.05 \dots 0.1$, т.е. близка к свойствам абсолютно черного тела. Реальные тела характеризуются значениями коэффициентов A, R, D в $0 \leq (A, R, D) \leq 1$ пределах и их принято называть серыми.

Количество энергии, излучаемое с единицы поверхности собственно телом за единицу времени, называют *излучательной способностью* тела.

Общая энергия, излучаемая телом, состоит из двух составляющих: собственного излучения E и отраженной лучистой энергии E_R (рис. 1.6). Сумма $E + E_R$ носит название эффективного излучения:

$$E_{\text{эф}} = E + E_R = E + RE_{\text{пад}} = E + (1 - A)E_{\text{пад}}, \quad (1.8)$$

где A — коэффициенты соответственно отражения и поглощения для облучаемого тела.

1.4.1 Основные законы теплового излучения

Закон Стефана—Больцмана. По закону Стефана—Больцмана лучеиспускательная способность тела (A) пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры:

$$E = \frac{Q}{St}, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$$

$$E = \varepsilon \cdot C_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2},$$

где ε — степень черноты серого тела, характеризующая собой отношение лучеиспускательной способности серого тела к лучеиспускательной способности абсолютно черного тела при той же температуре T ; $C_0 = 5.67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Значения ε приводятся в теплотехнических справочниках. Степень черноты пламени в цилиндре поршневых ДВС в период сгорания по данным различных авторов лежит в пределах $0.4 \dots 0.8$.

Закон Ламберта дает возможность определить зависимость изменения энергии лучистого потока от его направления по отношению к поверхности тела. Наибольшей интенсивностью обладает излучение по нормали к поверхности — E_n . По остальным направлениям оно меньше, равно и выражается зависимостью:

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi,$$

где φ — угол между направлением излучения и нормалью (рис. 1.8).

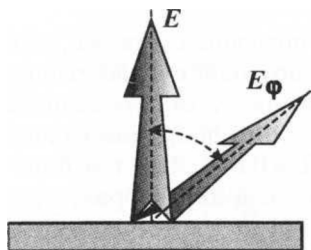


Рис. 1.8. К выводу закона Ламберта

Количество энергии E_n , излучаемое по направлению нормали, в π раз меньше излучательной способности тела, т.е.

$$E_n = \frac{E}{\pi}.$$

Закон Вина дает зависимость между длиной волны, соответствующей максимальному излучению (A_w), и абсолютной температурой тела:

$$\lambda_{\text{ш}} = \frac{2,9 \cdot 10^{-3}}{T}.$$

1.4.3 Лучистый теплообмен между телами

Расчет теплообмена между двумя телами выполняют по уравнению

$$Q_n = \varepsilon_n C_o \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \cdot S_2, \quad (1.9)$$

где Q_n — лучистый тепловой поток; e_n приведенная степень черноты системы. Приведенная степень черноты системы определяется по формуле

$$\varepsilon_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}, \quad (1.10)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ — степень черноты 1-го и 2-го тела; S_1, S_2 — поверхность теплообмена 1-го и 2-го тела.

Формулы (1.9) и (1.10) применимы к телам любой формы (лишь бы меньшее из них было выпуклым).

Эти же уравнения используются для определения потери теплоты в окружающую среду, при этом $S_\infty \rightarrow \infty$, $S_1/S_2 = 0$ и $e_n = \varepsilon_1$.

1.5 Теплопередача

1.5.1 Общие сведения

Как отмечалось ранее, передача энергии на микроуровне (в форме теплоты) только одним из рассмотренных выше способов (теплопроводностью, конвекцией или тепловым излучением) в реальных условиях происходит крайне редко. Обычно теплообмен осуществляется по всем трем механизмам переноса энергии одновременно. Тем не менее, значимость отдельных механизмов энергообмена в различных конкретных случаях различна. Так, при рассмотрении ряда инженерных задач можно не учитывать лучистую энергию по причине ее пренебрежимо малой доли в процессе энергообмена. С другой стороны, при исследовании теплообмена между телами в космическом пространстве можно пренебречь конвективной составляющей.

В тепловых машинах очень часто приходится иметь дело с теплообменом, происходящим за счет теплопроводности и конвекции. Именно так происходит понижение температуры охлаждающей жидкости или масла в радиаторах. Подобные случаи, представляющие собой переход энергии на микроуровне (в форме теплоты) от одной среды к другой через разделяющую их твердую стенку, в теплотехнике принято называть теплопередачей.

1.5.1.1 Теплопередача через плоскую стенку

Пусть имеется однородная плоская однослойная стенка толщиной δ с коэффициентом теплопроводности материала λ и температурами разделяемых этой стенкой сред $T_1^{\text{сп}}$ и $T_2^{\text{сп}}$, при-

чем $T_1^{cp} > T_2^{cp}$ (рис. 1.9). Теплопередача к стенке и от нее характеризуется коэффициентами теплоотдачи α_1 и α_2 .

Если принять, что $A = idem$, и рассматривать одномерную задачу (температура системы изменяется только в направлении координаты x), то при установившемся тепловом состоянии вся теплота, передаваемая от первой (внутренней) среды к стенке, проходит через нее и отдается во вторую (внешнюю) среду.

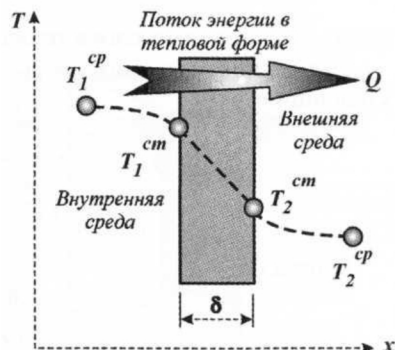


Рис. 1.9. К расчету теплопередачи через плоскую стенку

Так как режим энергообмена установившийся, то

$$\varphi = \alpha_1 (T_1^{cp} - T_1^{ст}) \quad [\text{от первой среды к стенке}];$$

$$\varphi = \frac{\lambda}{\delta} (T_1^{ст} - T_2^{ст}) \quad [\text{через стенку}];$$

$$\varphi = \alpha_2 (T_2^{ст} - T_2^{cp}) \quad [\text{от стенки во вторую}$$

среду]. Из приведенных выше уравнений находим:

$$T_1^{cp} - T_1^{ст} = \frac{\varphi}{\alpha_1}; \quad T_1^{ст} - T_2^{ст} = \varphi \frac{\delta}{\lambda}; \quad T_2^{ст} - T_2^{cp} = \frac{\varphi}{\alpha_2}.$$

После суммирования левых и правых частей этих равенств получим

$$T_1^{cp} - T_2^{cp} = \varphi \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right).$$

Из последнего равенства имеем

$$\varphi = \frac{T_1^{cp} - T_2^{cp}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

или

$$\varphi = k (T_1^{cp} - T_2^{cp}), \quad \frac{Вт}{м^2},$$

где $k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$ -- коэффициент теплопередачи, Вт/(м² • К).

Коэффициент теплопередачи показывает, какое количество теплоты передается от одной среды к другой через стенку площадью 1 м² при разнице температур сред в один градус. Обратная величина

$$\frac{1}{k} = R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

называется *термическим сопротивлением* теплопередачи.

Для многослойной плоской стенки коэффициент теплопередачи будет определяться по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где n -- количество слоев плоской стенки.

Поверхностная плотность теплового потока может быть найдена по уравнению

$$\varphi = \frac{T_1^{cp} - T_2^{cp}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2}.$$

Очевидно, что

$$\Phi = \varphi \cdot S, \quad Вт$$

$$Q = \Phi \cdot t, \quad Дж$$

1.5.1.2 Теплопередача через цилиндрическую стенку

Пусть имеется труба с внутренним диаметром d_1 и внешним d_2 (рис. 1.10). Стенка трубы однородна с коэффициентом теплопроводности λ . Внутри трубы находится горячая среда с температурой T_{cp1} , а снаружи — холодная с температурой T_{cp2} коэффициенты теплоотдачи равны соответственно α_1 и α_2 .

Рассмотрим одномерную задачу (температура в системе изменяется только в направлении радиуса r) и определим линейную плотность (на 1 метр длины трубы) теплового потока.

При стационарном режиме вся теплота, отданная горячей средой стенке, проходит через нее и отдается холодной среде. В этом случае для одного погонного метра трубы будем иметь:

$$\varphi_L = \pi \cdot d_1 \alpha_1 \cdot (T_1^{cp} - T_1^{ст});$$

$$\varphi_L = 2\pi \cdot d_1 \frac{\lambda}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (T_1^{ст} - T_2^{ст});$$

$$\varphi_L = \pi \cdot d_2 \cdot \alpha_2 \cdot (T_2^{ст} - T_2^{cp}).$$

Далее с помощью тех же операций, что и для плоской стенки, получим величину линейной плотности теплового потока

$$\varphi_L = \frac{\pi \cdot (T_1^{cp} - T_2^{cp})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad \frac{Вт}{м}$$

или $\varphi_L = k_L \pi (T_1^{cp} - T_2^{cp}),$

где k_L — линейный коэффициент теплопередачи (на 1 метр длины трубы), который определяется по формуле

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad \frac{Вт}{м \cdot К}$$

Линейное термическое сопротивление теплопередачи выразится формулой

$$\frac{1}{k_L} = R_1 = \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}, \quad \frac{м \cdot К}{Вт}$$

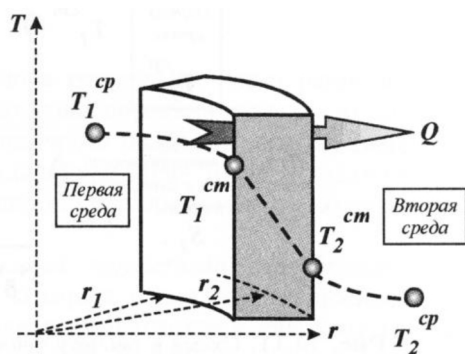


Рис. 1.10 К расчету теплопередачи через цилиндрическую стенку

Для многослойной стенки будем иметь

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad \frac{Вт}{м}.$$

Линейная плотность теплового потока определяется по уравнению

$$\varphi_L = \frac{\pi \cdot (T_1^{cp} - T_2^{cp})}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}}, \quad \frac{Вт}{м}.$$

Очевидно, что

$$\Phi = \varphi_L \cdot L, \quad Вт$$

$$Q = \Phi \cdot t, \quad Дж$$

1.5.1.3 Теплопередача через оребренную стенку

Рассмотрим плоскую стенку толщиной δ , снабженную с одной стороны ребрами из того же материала (рис. 1.11). Стенка гладкой стороной поверхности, имеющей площадь S_1 контактирует с горячей средой, имеющей температуру T_{cp} (одинаковую по всей поверхности). Оребренная поверхность имеет площадь S_2 и контактирует с холодной средой, имеющей температуру T_{cp} . Коэффициенты теплоотдачи равны соответственно d_1 и d_2 .

Полагая $L = idem$ и считая тепловой поток, проходящий через стенку, стационарным, можно описать его тремя уравнениями:

$$\Phi = \alpha_1 S_1 (T_1^{cp} - T_1^{ct});$$

$$\Phi = \frac{\lambda}{\delta} S_1 (T_1^{ct} - T_2^{ct});$$

$$\Phi = \alpha_2 S_2 (T_2^{ct} - T_2^{cp}).$$

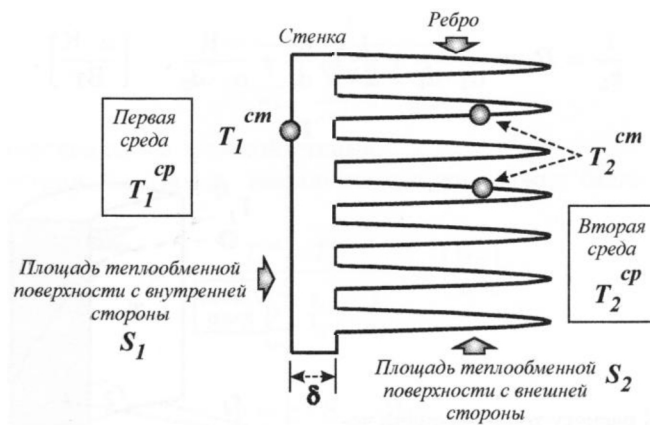


Рис. 1.11. Схема к расчету теплопередачи через оребренную стенку

Пользуясь той же методикой, что и выше, находим

$$\phi = \frac{T_1^{cp} - T_2^{cp}}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda S_1} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}}, \quad (1.11)$$

или

$$\Phi = k_p (T_1^{cp} - T_2^{cp}),$$

где k_p — коэффициент теплопередачи для оребренной стенки.

Очевидно, что

$$Q = \Phi t, \text{ Дж}.$$

Из формулы (1.11) следует, чем больше S_2 по сравнению с S_1 , тем интенсивнее теплопередача. Отношение S_2/S_1 называется *коэффициентом оребрения*.

1.6. Основы теплового расчета теплообменных аппаратов

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называют технические устройства, в которых осуществляется процесс передачи энергии в форме теплоты от одной среды (жидкости, газа) к другой среде (жидкости, газу). Среда, обменивающаяся энергией, принято называть «теплоносителями», хотя следует четко понимать условность этого термина, так как теплота в теле содержаться не может.

Процесс подвода или отвода энергии в форме теплоты по отношению к одному из теплоносителей может преследовать различные технологические цели: нагревание (охлаждение) жидкости или газа, превращение жидкости в пар, конденсацию пара, выпаривание раствора и другие.

Теплообменные аппараты, используемые на объектах мобильной техники, в основном служат для нагревания или охлаждения жидкостей или газов (радиаторы, предпусковые подогреватели, отопители и тому подобные устройства).

По принципу действия теплообменники разделяют на:

- рекуперативные;
- регенеративные;
- смешительные.

Рекуперативными (от латинского слова *recuperatio* — получение вновь) называют теплообменные аппараты, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется через разделяющую их твердую стенку. К ним относятся различные радиа-

торы: водо- и масловоздушные, водомасляные и другие аналогичные, широко используемые на колесных и гусеничных машинах.

Регенеративными (от латинского слова *regeneratio* — возобновление) называют теплообменные аппараты, в которых горячий теплоноситель в течение некоторого промежутка времени соприкасается с твердым телом (керамической или металлической насадкой) и отдает ему теплоту; в последующий период с твердым телом соприкасается «холодный» теплоноситель, который и воспринимает теплоту, аккумулированную насадкой. Регенеративные теплообменники применяются в двигателях Стирлинга, в газотурбинных двигателях в качестве теплообменников¹ и других устройствах.

Смесительными называют теплообменные аппараты, в которых передача теплоты от одного теплоносителя к другому осуществляется при их непосредственном соприкосновении и сопровождается полным или частичным обменом вещества. Такие аппараты используют, например, для охлаждения или нагревания газа с помощью воды или охлаждения воды воздухом, при кондиционировании воздуха. Характерным примером подобного варианта понижения температуры газа являются охладители наддувочного воздуха испарительного типа в комбинированных ДВС.

Несмотря на разнообразие конструкций и областей применения, в принципе во всех теплообменных аппаратах осуществляется один и тот же процесс — передача энергии в форме теплоты от более нагретого теплоносителя к менее нагретому, поэтому основные положения теплового расчета теплообменников остаются общими.

При подборе теплообменников обычно требуется решить две задачи:

1. Провести *конструктивный* расчет, когда известны параметры теплоносителей (или количество передаваемой теплоты). В этом случае, выбрав предварительно конструкцию теплообменника, определяют величину площади теплообмена.

2. Провести *проверочный* расчет, когда известны поверхность теплообмена, конструкция аппарата и частично параметры теплоносителей на входе в теплообменник. Расчетom находят неизвестные параметры (например, параметры на выходе, расход теплоносителей и другие).

В обоих случаях основными расчетными уравнениями служат:

- уравнение энергетического (теплового) баланса

$$\Phi = G_1 c_1 (T_1' - T_1'') = G_2 c_2 (T_2'' - T_2'). \quad (1.12)$$

- уравнение теплопередачи

$$\Phi = k(T_1 - T_2). \quad (1.13)$$

В уравнениях (1.9) и (1.10) индекс 1 означает, что величина относится к горячей среде, а индекс 2 — к холодной. Температура на входе обозначена одним штрихом, на выходе — двумя. Величина G — массовый расход.

Формулы (1.12) и (1.13) предполагают, что в любой точке теплообменного аппарата температура теплоносителей не изменяется. На самом деле в теплообменниках горячая среда охлаждается, а холодная нагревается, в связи с чем разница температур теплоносителей, называемая температурным напором ΔT уменьшается. Изменяется также величина коэффициента теплопередачи. По этой причине уравнение теплопередачи используется в силовой установке танка М-1 «Абрамс» с газотурбинным двигателем AGT-1500 для повышения экономичности.

Из (1.13) можно применить лишь в дифференциальной форме к элементу поверхности dS_f ,

$$\delta\Phi = k_i \cdot \Delta T_i \cdot dS_i,$$

а общий тепловой поток, прошедший через всю поверхность S , определяется интегралом

$$\Phi = \int_F k_i \cdot \Delta T_i \cdot dS = k_{\text{ср}} \cdot \Delta T_{\text{ср}} S,$$

где $k_{\text{ср}}$ — среднее для всей поверхности значение коэффициента теплопередачи, обычно принимаемое в виде $k = (k_1 + k_2)/2$; $\Delta T_{\text{ср}}$ — средний температурный напор.

Если температура вдоль поверхности нагрева изменяется незначительно, используется среднеарифметический температурный напор

$$\Delta T_{\text{ср}} = 0.5(\Delta T' - \Delta T''),$$

где $\Delta T'$ — больший температурный напор; $\Delta T''$ — меньший температурный напор.

При значительном изменении температуры вдоль поверхности нагрева используют среднелогарифмическое значение температурного напора

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln \frac{\Delta T'}{\Delta T''}}.$$

Для упрощения записей и рассуждений в тепловых расчетах теплообменников часто вводят понятие так называемого *водяного эквивалента (расходная теплоемкость)* теплоносителя W . Под ним понимают количество воды, эквивалентное по теплоемкости секундному расходу рассматриваемого теплоносителя

$$W = c \cdot G, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{с} \cdot \text{К}}.$$

С учетом водяного эквивалента уравнение теплового баланса (1.12) преобразуется к виду

$$W_1(T_1' - T_1'') = W_2(T_2'' - T_2'),$$

откуда

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{T_1' - T_1''}{T_2'' - T_2'}. \quad (1.15)$$

Как видно, отношение водяных эквивалентов теплоносителей обратно пропорционально отношению изменения их температур в теплообменном аппарате.

Характер изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена зависит от схемы их движения и соотношения водяных эквивалентов. Различают три основные схемы движения теплоносителей (рис. 1.14, а,б,в,г,д).

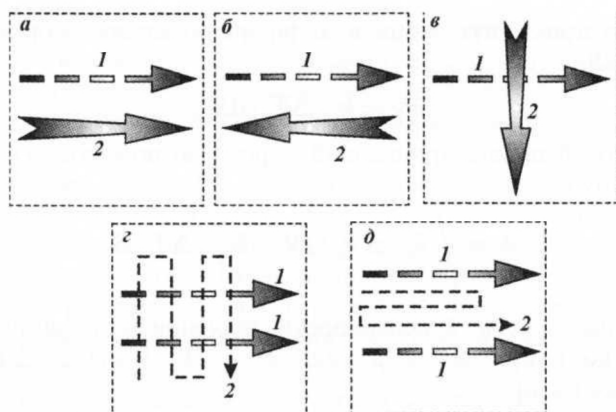


Рис. 1.12, а,б,в,г,д Схемы движения теплоносителей в теплообменных аппаратах

Прямоток (рис.1.12а) -оба теплоносителя движутся параллельно и в одном направлении.

Противоток (рис. 1.12 б) - теплоносители движутся параллельно, но в противоположном направлении.

Перекрестный ток (рис. 1.12 в).

Возможны и более сложные схемы, сочетающие в себе различные комбинации элементов простых схем (рис. 1.12, г; д).

В зависимости от направления движения теплоносителей (противоток или прямоток) и соотношения W_1 и W_2 получаются четыре характерных пары кривых изменений температуры вдоль поверхности нагрева (рис. 1.13).

Как видно на рис. (1.13), при одной и той же начальной температуре холодного теплоносителя его можно нагреть при противотоке до более высокой температуры, чем при прямотоке (при одной и той же начальной).

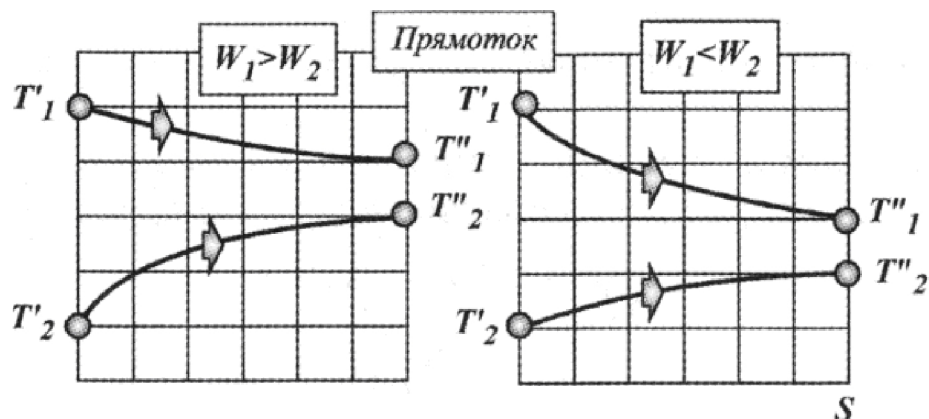


Рис. 1.13. Характер изменения температуры теплоносителей (прямоток).

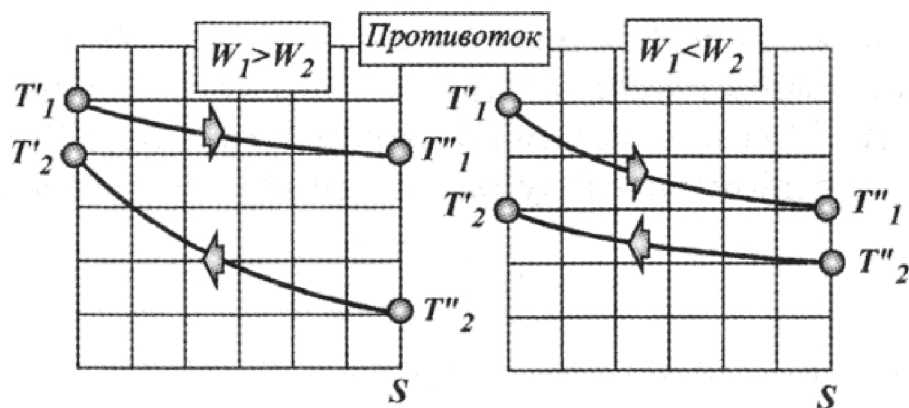


Рис. 1.14. Характер изменения температуры теплоносителей (противоток).

Эффективность теплообменных аппаратов обычно оценивают с помощью коэффициента полезного действия и коэффициента удержания теплоты.

Коэффициент полезного действия теплообменника представляет собой отношение количества энергии, полученной холодным теплоносителем в форме теплоты (Q_1) к количеству теплоты, которое горячий теплоноситель мог передать холодному (Q_2).

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_r}. \quad (1.16)$$

Коэффициент удержания теплоты, который учитывает потери теплоты в окружающую среду. Он представляет собой отношение количества энергии, полученной холодным теплоносителем в форме теплоты, к количеству энергии, отданной в форме теплоты горячим теплоносителем:

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Так как

$$Q_1 = Q_2 + Q_n, \quad (1.17)$$

где Q_n — теплотери в окружающую среду, то выражение (1.17) можно представить в виде

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_2 + Q_n} = \frac{1}{1 + \frac{Q_n}{Q_2}}.$$

Величина ε зависит от конструкции теплообменного аппарата и качества тепловой изоляции.

В тех случаях, когда нагревание среды производится с целью получения от нее работы, эффективность теплообменного аппарата следует оценивать с помощью его эксергетического КПД

$$\eta_{ex} = \frac{ex_2}{ex_1}$$

где в числителе — количество эксергии, которым обладал горячий теплоноситель на входе в теплообменник; а в знаменателе — количество эксергии, полученное холодным теплоносителем от горячего.

Глава 2. Теплообменные аппараты и системы охлаждения

Теплообменным аппаратом (теплообменником) называется теплотехническое устройство, предназначенное для передачи тепловой энергии от среды с более высокой температурой к среде с более низкой температурой. Рабочие среды, участвующие в передаче теплоты, называются теплоносителями или рабочими телами.

Часто, в схемах функциональная роль теплообменных аппаратов сопряжена с реализацией определенного теплового цикла энергоустановки. Такие теплообменные аппараты называются цикловыми.

Тепловой двигатель, представляет собой механическую конструкцию, в которую органически входят различные системы жизнеобеспечения, например системы смазывания, регулирования, топливная, подогрева, противообледенения, кондиционирования и другие, называемые вспомогательными. Теплообменные аппараты этих систем, такие, как топливоподогреватель, маслоохладитель и другие, называют вспомогательными теплообменными аппаратами, хотя для соответствующих систем они играют ключевую роль.

Классификация теплообменных аппаратов по характерным признакам приведена в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Классификация теплообменных аппаратов

Характерные признаки	Теплообменные аппараты поверхностного типа		Теплообменные аппараты смешанного типа
	Регенеративные	Рекуперативные	
Вид теплоносителя	Газ — газ	Газ—газ; газ—жидкость; жидкость — жидкость	Газ — жидкость; пар — жидкость
Схема движения теплоносителей	Прямоток, противоток	Прямоток, противоток, перекрестный ток	Прямоток, противоток, перекрестный ток
Поверхность теплообмена	Сетчатая, пористая, развитая ребристая, насыпная	Гладкотрубная, трубчато-ребристая, пластинчатая, пластинчато-ребристая	Развитые поверхности для большего контакта теплоносителей — волнистые листы, решетки
Компоновка	Встроенные, выносные	Встроенные, выносные	Выносные
Назначение	Цикловые (регенератор теплоты уходящих газов, тепловой аккумулятор)	Цикловые (регенератор теплоты уходящих газов, промежуточный и конечной охладители), вспомогательные (охладитель аварийного расхолаживания, маслоохладитель, подогреватель, теплофикационный подогреватель)	Вспомогательные (градирия для охлаждения воды контура промежуточного теплоносителя); конденсатор контактного типа

В теплообменных аппаратах поверхностного типа поверхность теплообмена непосредственно вовлечена в процесс передачи теплоты. Различают рекуперативный и регенеративный типы теплообменников. В рекуперативном теплообменнике поверхность теплообмена служит разделительной стенкой между теплоносителями, обеспечивая герметичность горячего и холодного трактов теплоносителей; при этом на пути теплового потока она является термическим сопротивлением. Поэтому всегда стремятся свести термическое сопротивление поверхности теплообмена к минимуму. Рекуперативные теплообменники газотурбинных установок чаще работают на двух теплоносителях. В теплообменниках химических технологий и криогенной техники через аппарат одновременно могут проходить и более трех теплоносителей. Тепловой поток через поверхность теплообмена передается конвекцией, излучением и теплопроводностью. В большинстве случаев уровень рабочих температур теплообменников таков, что лучистый тепловой поток оказывается относительно малым.

В регенеративных теплообменниках поверхность теплообмена выполняет роль промежуточного накопителя тепловой энергии, а процесс передачи теплоты от горячего теплоносителя к холодному протекает в две стадии. Сначала поверхность теплообмена контакти-

рует с горячим теплоносителем и аккумулирует полученную тепловую энергию, а затем при контакте с холодным теплоносителем отдает эту энергию, нагревая холодный теплоноситель.

Если в теплообменном аппарате контактного типа процесс теплообмена сопровождается процессом массообмена, аппараты такого типа называют тепло-массообменными. Теплообменник, через который проходят оба основных теплоносителя, относится к теплообменникам прямого действия.

В практике, теплообменный аппарат, предназначенный для регенерации теплоты уходящих после турбины газов, независимо от того, какой его тип (рекуперативный или регенеративный) использован, принято называть регенератором.

От агрегатного состояния и теплофизических свойств теплоносителей зависят их скорость, тип и конструкция поверхности теплообмена, конструкция корпуса, патрубков подвода и отвода теплоносителей, способ компенсации термических расширений корпуса и остова, затраты энергии на циркуляцию теплоносителей.

Движение теплоносителей через теплообменный аппарат может быть осуществлено по схеме параллельного тока (прямоток, противоток, сложный многоходовой параллельный ток), по схеме простого (одноходового), либо по схеме сложного (многоходового) перекрестного тока. По тепловой эффективности более предпочтительна схема противотока, но компоновочное решение теплообменника перекрестного тока в большинстве случаев лучше.

Однако температура остова теплообменника перекрестного тока изменяется не только в продольном, но и в поперечном направлении, что вызывает температурные напряжения в матрице и может служить причиной ее значительной деформации. При большом числе ходов теплоносителей теплообменник перекрестного тока по тепловой эффективности приближается к противоточному. Прямоточный теплообменник может оказаться лучше аппаратов другого типа в том случае, когда определяющим фактором является температура поверхности теплообмена, что может иметь место в высокотемпературных нагревателях.

Независимо от типа, схемы теплообменного аппарата, конкретного его назначения и объекта применения основные требования к теплообменным аппаратам достаточно универсальны:

- соответствие заданным рабочим характеристикам;
- стабильность рабочих характеристик за весь период эксплуатации;
- соответствие заданному ресурсу работы; простота технического обслуживания;
- компактность, малая масса, низкая стоимость изготовления; ремонтпригодность.

Применительно к конкретному теплообменному аппарату эти требования могут носить противоречивый характер. Поэтому в процессе проектирования стремятся найти лучшее компромиссное решение.

2.1 Радиаторы

Теплообменники (радиаторы), используются для рассеяния непосредственно в атмосферный воздух теплоты, образующейся в различных функциональных системах поршневого двигателя и его агрегатов, отводимой теплоносителем, не меняющим своего фазового состояния (антифриз, смазочное масло и т.д.).

Как теплообменники, радиаторы имеют следующие основные особенности, характеризующие их конструкцию и рабочий процесс:

1. По способу действия радиаторы относятся к рекуперативным теплообменникам, где тепло передаётся через разделяющую теплоносители стенку.
2. По направлению потоков теплоносителей радиаторы, как правило, являются теплообменниками перекрестного тока.
3. Для сложного процесса теплопередачи в радиаторах характерными являются: теплопроводность, конвективный теплообмен и, в незначительной мере, лучистый теплообмен.

4. Определяющими краевыми условиями теплопередачи в радиаторах всегда являются условия на стороне атмосферного воздуха.

5. Радиаторы имеют высокую компактность поверхности охлаждения; малые диаметры трубок, малую толщину материалов, сложную форму элементов. Живое сечение с воздушной стороны во много раз больше живого сечения со стороны жидкости.

6. Радиаторы испытывают переменные тепловые нагрузки и скорости движения (расходы) теплоносителей, работая в условиях часто меняющихся параметров воздуха.

7. В сложной цепи передачи тепла: "агрегат – охлаждающая жидкость – радиатор" именно радиатор обычно самое слабое звено, т.к. коэффициент теплоотдачи к воздуху является наименьшим.

Исходя из сформулированных выше особенностей, радиаторы классифицируются :

а) по назначению:

- для систем жидкостного охлаждения двигателей,
- для охлаждения смазочного масла двигателя,
- для охлаждения агрегатов и узлов трансмиссии,
- для охлаждения масла узлов систем двигателя,
- для охлаждения наддувочного воздуха,
- для систем отопления кабин, салонов, кузовов машин;

б) по виду второго теплоносителя:

- радиаторы жидкостные,
- радиаторы масляные,
- радиаторы воздушные (наддувочного воздуха),
- радиаторы комбинированные (охлаждение двух и более не перемешивающихся теплоносителей);

в) по общему конструктивному исполнению:

- по геометрической форме остова (а часто и всего радиатора) — прямоугольные, кольцеобразные, зигзагообразные;
- по характеру взаимодействия остова с каркасными деталями радиатора — неподвижные, роторные (вращающиеся);
- по принципу сборки — с опорными пластинами, беспакетные (секционные), змеевиковые;
- по степени разборности конструкции — неразборные, полуразборные, разборные;
- по используемым материалам — медные (из сплавов), алюминиевые (из сплавов), стальные (иногда из нержавеющей стали), комбинированные (медные трубки и стальные охлаждающие пластины или алюминиевый остов, пластмассовые бачки, стальные опорные пластины).

Часто проводится классификация поверхностей охлаждения радиаторов для удобства построения расчётных схем. Здесь основным классификационным принципом принято считать отнесение условий, при которых происходит рабочий процесс на воздушной (определяющей) стороне радиатора, к условиям внешней или внутренней задачи. Условия внешней задачи обычно связываются с поперечным обтеканием потоком теплоносителя пучка трубок. Наиболее характерным случаем внутренней задачи является движение потока теплоносителя в трубе или в узком щелевом канале между двумя плоскими пластинами.

Таким образом, рассматриваются два главных класса поверхностей, базирующихся на основных элементах простой геометрической формы: трубчатые и пластинчатые.

В каждом классе комбинированием основных элементов с разнообразными устройствами, интенсифицирующими теплообмен, получают более сложные, но и более эффективные типы поверхностей охлаждения. Вместе с тем стандарт РД 37.001.645-98 накладывает ограничительные условия:

а) трубки имеют соотношение сторон сечения $a/b = 1 \dots 10$, а пластины — $t_{\text{фр}}/d > 10$, причем длина сечения пластины обычно соответствует глубине остова радиатора, где $t_{\text{фр}}$ — шаг по фронту, d — диаметр трубок;

б) трубки несут оребрение по всему наружному периметру, а пластины — только на наружных поверхностях, параллельных основному направлению движения потока воздуха.

2.2 Аллюминиево-паяные теплообменники

Современный автомобиль достаточно высокого потребительского уровня имеет фактически семь отдельных теплообменных узлов. Эти узлы (рисунок 2.1) обычно проектируют, исходя из специфических требований, предъявляемых к тому или иному транспортному средству, но по назначению они легко классифицируются на следующие категории: теплообменники для охлаждения двигателя и системы привода (радиаторы и маслоохладители), теплообменные устройства для систем управления климатом (нагреватели, испарители, холодильники, конденсоры) и охладители для турбоустройств.

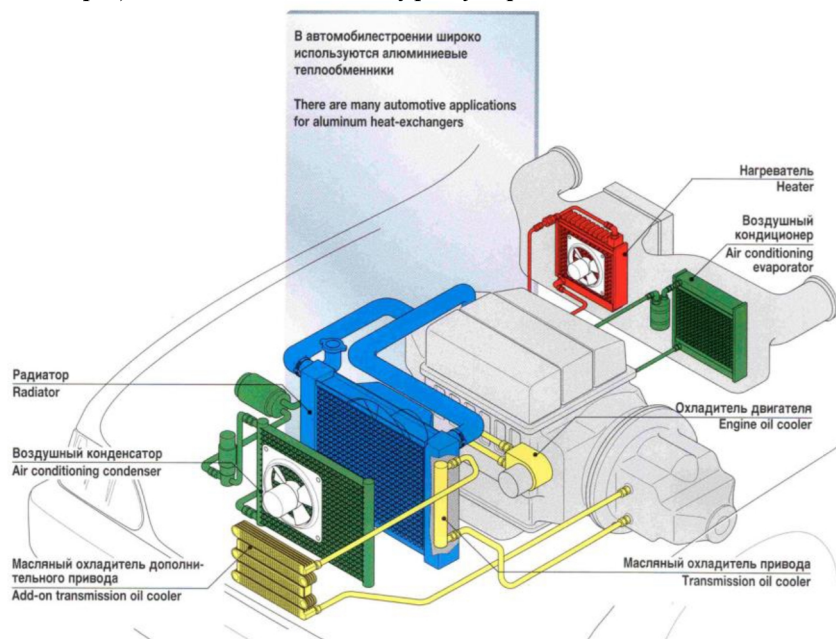


Рисунок 2.1 – Теплообменные агрегаты современного автомобиля

Замена медно-латунных теплообменников на аллюминиевые и применение для них пайки весьма продолжительное время сдерживались из-за сомнений в том, что аллюминий сможет удовлетворять требованиям, предъявляемым к автомобильным радиаторам в сфере их обслуживания и с точки зрения надёжности к воздействиям окружающей среды. Принятие аллюминия произошло не сразу, а на основе большого числа исследований и разработки сплавов и производственных процессов, учета накопленного опыта в Европе и США, где аллюминиевые паяные радиаторы имеют более чем двадцатилетний стаж обслуживания.

Технические идеи использования аллюминия в решетках радиаторов одними из первых реализованы фирмой Sofica (Франция), а затем активно продолжены европейскими автопроизводителями для массово выпускаемых моделей, таких, например, как Volkswagen Golf/Rabbit. В настоящее время в Европе 90...95% выпускаемых радиаторов — аллюминиевые, преимущественно паяные; на автомобилях концерна Ford Motor в 1990 г. их было 70%, в 1993г. — 90%, в 2002 г. — 96%; General Motors в 1980 г. — 5%, в 1995 г. — уже 85%, по данным 2001 г. — 93%.

Аллюминиевые теплообменные устройства на основе пайки в контролируемой атмосфере (Controlled Atmosphere Brazing — CAB) отвечают современным мировым требованиям автомобильной промышленности и обладают лучшими техническими характеристиками (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Сравнительные характеристики алюминиевых сборных и паяных теплообменных устройств

Тип конструкции	Аэродинамическое сопротивление, кг/м^2	Гидравлическое сопротивление, кг/см^2	Масса, кг	Удельная теплоотдача, $\text{кДж/кг}\cdot\text{ч}$
Сборные	22,0...47,0	0,06...0,102	2,42	33,8
Паяные	11,8...28,0	0,05...0,094	2,00	40,4

Алюминиевая паяная конструкция является самой предпочтительной при производстве теплообменных устройств, таких как радиаторы, конденсаторы, испарители для кондиционеров и др. Хорошая сопротивляемость коррозии, высокая деформируемость, высокая термическая проводимость и малый удельный вес делают алюминий идеальным материалом для производства этих теплообменных устройств и определяют отказ от медно-латунных изделий. Паяные конструкции отличаются меньшими ограничениями в геометрии, повышенные прочность и надёжность, лучшие характеристики теплоотдачи, более низкие аэродинамическое и гидравлическое сопротивления, а также меньшая металлоёмкость по сравнению со сборными конструкциями.

Общий уровень теплотехнических характеристик на единицу массы у сборных конструкций теплообменников ниже, чем у паяных, ввиду худшего контакта охлаждающих пластин и трубок. С целью повышения теплотехнических характеристик требуется увеличивать число охлаждающих пластин, что ведет при ограниченных размерах теплообменника к уменьшению шага расположения пластин. Это, в свою очередь, приводит к интенсивному загрязнению решетки теплообменника и резкому снижению теплоотдачи. Небольшой шаг пластин приводит к образованию отложений внутри решетки теплообменника, особенно радиатора охлаждения, и к его коррозии. Очистка же решетки при малых толщине и шаге охлаждающих пластин затруднительна.

Следует отметить, что в ходе эксплуатации автомобиля в условиях вибрационного воздействия происходит нарушение контактов "охлаждающая пластина – трубка" в сборных теплообменниках, что на треть снижает их теплотехнические характеристики уже после трех-пяти лет эксплуатации.

Таким образом, характеристики теплоотдачи сборных алюминиевых теплообменников весьма ограничены с точки зрения повышения, кроме того, они имеют тенденцию значительного уменьшения в ходе эксплуатации.

Эти факторы делают данный тип конструкции теплообменников бесперспективными для автомобильных двигателей повышенной мощности (объемом более 1,5 л). Необходим переход на паяные конструкции. Об этом наглядно свидетельствуют данные анализа мирового опыта: лишь за последние годы объем выпуска алюминиевых паяных радиаторов увеличился в 1,5...2,0 раза. Обеспечение нормального теплового режима двигателя необходимо для улучшения его топливной экономичности, повышения ресурса работы и экономических показателей.

Очень важным и перспективным направлением применения паяных теплообменников (типа "воздух-воздух" или "воздух-вода") — охлаждение надувочного воздуха для двигателей, форсированных посредством турбонаддува.

Использование паяной конструкции необходимо также в производстве воздушно-масляных теплообменников для охлаждения моторного масла, давление разряжения в которых достигает 5...6 МПа, и сборная конструкция в этих условиях оказывается недостаточно прочной.

Кооперация в отрасли автокомпонентов РФ в настоящее время достаточно устойчивая, однако техническая оснащённость предприятий и их технологическая ориентация на производство либо медно-латунных, либо сборных алюминиевых теплообменников не позволяет удовлетворять растущие потребности автомобилестроителей. Слабыми сторонами этих производств являются низкая технологическая мобильность, негибкость и отсутствие современ-

ного оборудования, обеспечивающего качество продукции соответственно требованиям международных стандартов.

Так на радиаторном производстве ОАО "ГАЗ" работы по созданию конструкции паяного алюминиевого радиатора и разработки соответствующей технологии были начаты еще в 60-е годы. В основу технологического процесса пайки был заложен широко применяемый ранее метод солевой пайки погружением, при котором собранные изделия погружаются в ванну с расплавом соли, где соль играет как роль флюса, так и роль среды для нагрева до температуры пайки. Этот процесс в свое время был реализован предприятиями Harrison Radiator Division of General Motors, и он был использован для первого паяного алюминиевого радиатора для автомобиля Chevrolet Corvette. Главный недостаток солевого метода — необходимость тщательного удаления коррозионных остатков хлоридсодержащих флюсов с поверхности теплообменника, что связано с проведением длительной, многоступенчатой, неэкологичной постпаячной промывки. Малейшие остатки флюса вызывают коррозию радиатора и быстрый выход его из строя.

Именно низкая коррозионная стойкость изделий не позволила в то время решить проблему серийного выпуска паяных радиаторов в России, и все ограничилось стадией опытного производства.

Особенность алюминиево-паяных радиаторов заключается в том, что при изготовлении применяется процесс пайки, который имеет неоспоримые преимущества перед сборкой, т.к. достигается более высокая жёсткость конструкции, надёжность и стойкость к коррозии. Паяные изделия имеют и лучшие технические характеристики за счёт оптимальной, весьма сложной по геометрии конструкции, которую в процессе сборки реализовать невозможно. Например, применение плоских трубок, имеющих лучшие показатели теплоотдачи, при сборке затруднительно, т.к. не удаётся достичь достаточной надёжности соединения и герметичности. Благодаря использованию таких трубок можно уменьшить габаритные размеры и вес теплообменного устройства.

Основными требованиями к алюминиевым сплавам, которые могут быть использованы для изготовления паяных теплообменников, являются ограничения по содержанию магния (желательно менее 0,5%, но возможно до 1%) и наличие температуры плавления в интервале 630...660°C. Первое ограничение обусловлено тем, что магний, образуя на поверхности оксиды, снижает эффективность действия флюса; второе — необходимостью превышения температуры плавления сплава над температурами активного действия флюса и плавления припоя.

За многие годы разработано несколько вариантов технологии пайки алюминия и его сплавов. Одна из них — "NOCOLOK® Flux" получила мировое признание.

В таблице 2.3 приведена балльная оценка характеристик различных методов пайки алюминиевых сплавов, выполненных на основе анализа технологии пайки автомобильных теплообменников.

Таблица 2.3 – Характеристики методов пайки

Характеристики	Метод пайки			
	NOCOLOK® процесс	Пайка в печи с хлоридсодержащим флюсом	Пайка погружением с хлоридсодержащим флюсом	Вакуумная пайка
Теплоотдача изделия	4	4	4	4
Сопротивление изделий коррозии	4	3	2	2
Паяемость	4	4	4	4
Простота сборки	4	4	4	3
Постпаячная промывка	4	1	1	4
Энергозатраты	4	3	3	3

Затраты на обслуживание	3	4	3	1
Затраты на обслуживание	4	3	2	1
Затраты на материалы	4	3	1	3
Суммарные затраты	4	2	2	3

Примечание: 4 — лучший результат, 1 — худший результат;
3 и 2 — промежуточные результаты.

Из таблицы 2.3 видно, что лучшие результаты практически по всем характеристикам процесса и качества изделий обеспечивает технология пайки с флюсом NOCOLOK®.

Для применения технологии Nocolok® Flux Brazing Process основным условием является использование в процессе пайки оригинального флюса производителя и владельца торговой марки, представителем которого является компания Solvay Fluor und Derivate GmbH.

2.3 Теплообменные устройства охлаждения наддувочного воздуха (интеркулеры)

Процесс совершенствования ДВС неумолимо движется вперед: с каждым годом моторы "обрастают" всё большим количеством дополнительных устройств: одни из них призваны снизить шумы и вибрацию, другие повышают экономичность и экологичность, ну а третьи увеличивают мощность силовых агрегатов. Самой популярной среди автопроизводителей конструкцией, дающей мотору дополнительные лошадиные силы, является турбонаддув. Этот механизм известен с середины прошлого века.

Смысл наддува силовой установки любого автомобиля — улучшить наполнение цилиндров двигателя топливовоздушной смесью для подъема среднего эффективного давления цикла и, как следствие этого, мощности мотора путем принудительного увеличения заряда воздушной смеси, поступающей в цилиндры.

Существует только один вид атмосферного наддува — резонансный или инерционный наддув, при котором используется кинетическая энергия объема воздуха во впускных коллекторах, и технически реализуемый с помощью воздушных коллекторов переменной длины и тщательной настройкой фаз газораспределения ДВС. Все остальные виды наддува связаны с увеличением давления поступающего в цилиндры воздуха выше атмосферного — для этого используются различные механические, электромеханические и газодинамические способы.

В турбонаддуве в качестве привода используется энергия выхлопных газов, которая в обычном случае просто выбрасывается в атмосферу, без утилизации энергии в полезную работу. При функционировании же двигателя с турбонаддувом выхлопные газы подаются в турбину, где отдают часть своей энергии, раскручивая ротор турбокомпрессора, и затем поступают через приемную трубу в глушитель. На одном валу с лопаточным колесом турбины находится колесо компрессора, который засасывает воздух из воздушного фильтра, повышает его давление на 30...80% (в зависимости от степени наддува) и подает в двигатель. В один и тот же объем двигателя поступает большее по весу количество рабочей смеси и, следовательно, обеспечивается достижение на 25...50% большей мощности, а за счет использования энергии выхлопных газов повышается КПД двигателя и снижается удельный расход топлива на 5...15%.

Во время сжатия воздуха в турбине он нагревается, что приводит к уменьшению его плотности и увеличению детонации в двигателе. Поиском путей охлаждения нагретого воздуха занимались почти все пионеры двигателестроения, начиная от Рудольфа Дизеля в конце XIX в. и заканчивая изобретателем наддува от выхлопных газов в середине XX в. — Альфредом Буччи. Последний разработал систему охлаждения наддувочного воздуха не только в качестве составного элемента своего изобретения, но внедрил её в практику.



Рисунок 2.2 – Интеркулер (промежуточный охладитель наддувочного воздуха) в подкапотном пространстве двигателя

Для охлаждения сжатого в турбокомпрессоре воздуха применяют интеркулеры (рисунок 2.2), или промежуточные охладители наддувочного воздуха.

Основная задача интеркулера — снизить температуру поступающего воздуха, при этом немного уменьшается давление наддува. Последнее происходит из-за сопротивления потока, оказываемого интеркулером.

Эффективность интеркулера оценивается снижением температуры поступающего воздуха. Обычные цифры для промежуточного охладителя — это 70%.

Большинство интеркулеров делится на две категории воздух/воздух и воздух/вода. Есть также специальные виды интеркулеров, которые охлаждают воздух ниже окружающей температуры за счет использования льда или закиси азота.

2.3.1 Интеркулеры воздух/воздух

Это наиболее распространенный вид интеркулеров (рисунок 2.3). Технически они очень просты и надежны. Такие интеркулеры состоят из трубы и пластинчатого радиатора. Воздух проходит через тонкие трубчатые пластины радиатора, соединенные в верхней части друг с другом. Часто внутри тонких трубок располагают небольшие перегородки, чтобы создавать турбулентность и таким образом повышать теплообмен (рисунок 2.4). Между трубками находятся другие перегородки. Практически все интеркулеры изготовлены из алюминия.



Рисунок 2.3 – Интеркулер воздух/воздух

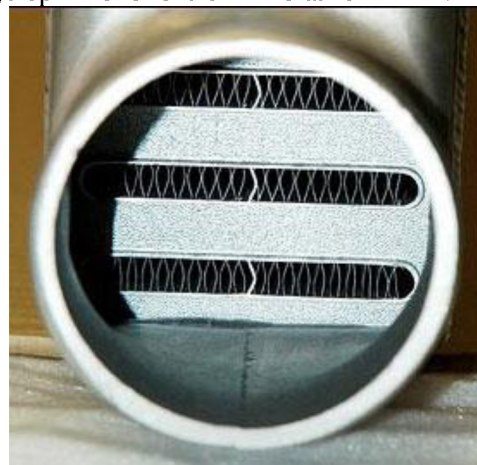


Рисунок 2.4 – Интеркулер воздух/воздух (вид на трубки)

Поступающий при движении автомобиля вперед поток воздуха способствует охлаждению воздуха внутри радиатора, унося избыток тепла в окружающую атмосферу.

2.3.2 Интеркулеры воздух/вода

Интеркулеры типа вода/воздух используются реже, чем воздух/воздух. Однако они имеют несколько неоспоримых достоинств, особенно для тесных моторных отсеков. Водно-воздушный интеркулер использует компактный теплообменник, обычно расположенный рядом с компрессором. Тепло передается воде (охлаждающей жидкости) и затем сбрасывается наружу через отдельно установленный небольшой радиатор, расположенный в передней части подкапотного пространства (рисунок 2.5).

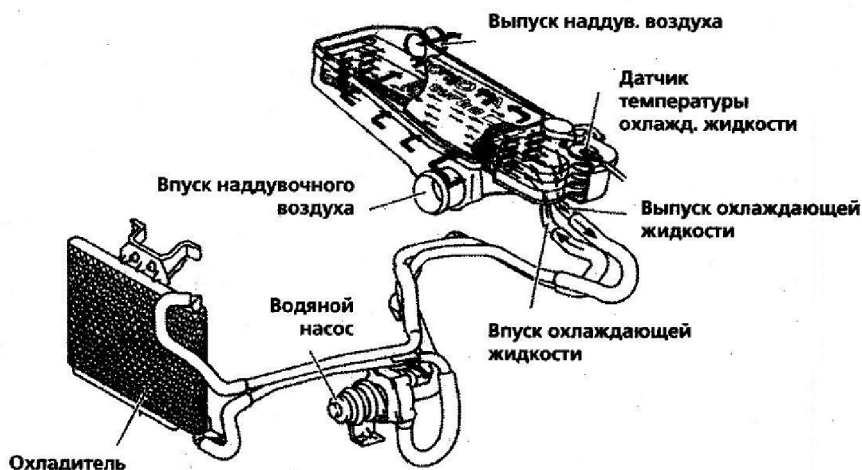


Рисунок 2.5 – Интеркулер воздух-вода

Недостатком таких видов охладителей является тот факт, что воздух может быть охлажден в лучшем случае до уровня температуры хладагента радиатора автомобиля. Недостаток системы воздух/вода заключается и в том, что она слишком дорога, конструктивно затратна и, прежде всего, не столь эффективна по сравнению с системой воздух/воздух. Причина заключается в том, что в охладителях наддувочного воздуха с водяным охлаждением происходит двукратный теплообмен: один раз от наддувочного воздуха к воде, а второй раз – от воды вновь к атмосферному воздуху, который должен быть холоднее воды. Если установить внешний водяной радиатор для охладителя наддувочного воздуха, то это может привести к неприятностям в отношении веса и компоновки.

2.3.3 Комбинированные системы

Промежуточным вариантом рассмотренных выше двух систем является применение воздушно-воздушного интеркулера с внешним охлаждением его водой. Такая схема применяется на двигателе Subaru 20T (автомобиль Subaru Impreza WRX). Вода имеет как большую теплоемкость, так и большую теплоту испарения, активно отбирая тепло от интеркулера. Причем, учитывая цикличность работы наддува на легковом автомобиле, такая схема кажется действительно наиболее оправданной. При обычном режиме работает система воздух/воздух. При форсированном — включается опрыскивание водой. Кроме воды применяются также легко испаряемые жидкости — спирт, эфиры.

Глава 3. Системы охлаждения основных типов ДЛА

Исходными расчетными данными при проектировании систем охлаждения двигателей являются значения допустимых температур (t) поверхностей наиболее теплонапряженных элементов: поршней, головок цилиндров и самих цилиндров. В свою очередь, эти температуры определяют температурный режим системы охлаждения при различных условиях эксплуатации, тем самым являясь косвенным показателем теплового состояния двигателя.

Другой исходной расчетной величиной является количество тепла (Q), отводимого в систему охлаждения в процессе работы поршневого двигателя, являющееся частью общего теплового расчета двигателя и, следовательно, основой расчета системы охлаждения.

В теплообменном процессе двигателя основную роль играют конвективный перенос тепла от горячих газов к стенкам цилиндра и головки (α_k), теплопроводность (λ) самих стенок и лучистый теплоперенос ($\alpha_{луч}$) в моменты горения топлива в камере сгорания.

Теплоотдача от горячих газов с температурой до 2300°C в стенки происходит из-за превышения их температуры над температурой стенок. Интенсивность теплоотдачи зависит от величины этой разницы, плотности газов, скорости и характера их движения в полости цилиндра, а также формы, величины и качества поверхности стенок, контактирующих с газами. Следует помнить также, что различные по составу газы отдают свою тепловую энергию с различной интенсивностью. Здесь сказывается влияние их теплопроводности, вязкости и теплоемкости. Все другие величины, так или иначе влияющие на теплоотдачу, являются косвенными. Это относится к любому типу теплопередачи в цилиндрах поршневого двигателя. Поэтому при определении теплоотдачи от газов к стенкам цилиндра экспериментально выявляют влияние основных факторов, а затем находят их зависимость от первоначально известных факторов. Попытки исследователей охватить все одной зависимостью приводит к получению громоздких выражений, упрощение которых делает их неточными.

Рядом исследователей были предложены выражения для непосредственного подсчета средней цикловой теплоотдачи с использованием основных показателей работы двигателя. Это оказалось удобным. Недостаток лишь в том, что отдельно не учитывается конвективная и лучистая составляющие теплового потока. Но это оказалось несущественным, и поэтому становится возможным использование формул общей теории теплообмена для расчета средней за цикл теплоотдачи. Ввиду незначительной толщины стенок и высокой теплопроводности влияние их термического сопротивления на перенос тепла от горячих газов к охлаждающей среде несущественно и им в практических расчетах систем жидкостного охлаждения пренебрегают, учитывая его только при расчете систем воздушного охлаждения.

Нестационарность процесса теплопередачи из расчетов исключается путем представления теплопереноса в виде множества элементарных стационарных процессов, для оценки которых могут быть использованы классические соотношения теплопередачи. Обычно тепловая напряженность двигателя определяется термометрированием в ходе испытаний. Опытами устанавливается распределение полей температур и характерные величины их в различных точках теплонапряженных деталей.

3.1 Системы охлаждения поршневых двигателей

Исследование тепловых процессов в поршневом двигателе основано на составлении теплового баланса преобразования энергии. В практике исследований составляются два вида теплового баланса: внутренний и внешний.

Внутренний тепловой баланс определяет равенство количества тепловой энергии, эквивалентной индикаторной работе поршневого двигателя, отведенной в систему охлаждения двигателя, и энергии, унесенной с продуктами сгорания при выхлопе.

Внешний тепловой баланс определяет количество энергии, превращенной в эффективную работу. Этот баланс имеет большое практическое значение. Его определяют при ра-

боте поршневого двигателя по внешней характеристике, по нагрузочной характеристике, в зависимости от угла опережения зажигания, состава смеси и других параметров.

Уравнение теплового баланса, отнесенное к одному килограмму топлива, имеет вид:

$$Q_m = Q_e + Q_{nc} + Q_{охл} + Q_{nc} + Q_{ост},$$

где Q_e – тепло, превращенное в эффективную работу;

Q_{nc} – тепло, отведенное с продуктами сгорания;

$Q_{охл}$ – тепло, отнятое охлаждающей средой;

Q_{nc} – тепло, потерянное вследствие неполноты сгорания топлива;

$Q_{ост}$ – остаточный член теплового баланса.

В это уравнение не входит количество тепла, теряемого в результате механических потерь поршневого двигателя, которое уходит в охлаждающую среду и тем самым косвенно учитывается. В остаточный член теплового баланса входят трудно учитываемые величины: потери лучеиспусканием, тепло трения в подшипниках, потери на привод вспомогательных механизмов поршневого двигателя, несовершенство процессов сгорания топлива, а также ошибки и неточности определения составляющих теплового баланса, зависящих от многих конструктивных и эксплуатационных факторов.

Исходя из оценки доли тепла, отведенного системой охлаждения в различных фазах рабочего цикла поршневого двигателя и в целом по результатам измерений, выполненных на исследовательских одноцилиндровых двигателях получено, что суммарно в фазе сгорания, в течение хода расширения, при ходе выпуска в систему охлаждения бензинового двигателя отводится около 28%, а для дизельного двигателя — около 23% тепла. В среднем системой охлаждения поршневого двигателя отводится около 33% тепловой энергии, содержащейся в используемом топливе.

3.1.1 Классификация систем охлаждения поршневых двигателей

В зависимости от рабочего тела, используемого для охлаждения поршневого двигателя, системы охлаждения делят:

- а) на системы жидкостного охлаждения;
- б) системы воздушного охлаждения;
- в) комбинированные системы (авиационные двигатели).

Для сравнения и объективной оценки различных типов систем охлаждения автотракторных двигателей рассмотрим преимущества и недостатки каждого из них.

Преимущества жидкостного охлаждения:

а) более легкий пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как он более просто и быстро прогревается, а также имеет меньшие зазоры между поршнем и цилиндром;

б) эффективное охлаждение наиболее нагретых мест двигателя при любой тепловой нагрузке (теплопроводность охлаждающей жидкости в 20...25 раз выше теплопроводности воздуха);

в) более равномерное охлаждение деталей двигателя;

г) допустимость применения блочных конструкций цилиндров двигателя;

д) стабильное тепловое состояние двигателя при изменении режима его работы (высокая теплопроводность и большая теплоемкость жидкости);

е) возможность использования тепловой энергии, отводимой в систему охлаждения;

ж) меньший шум при работе двигателя;

з) меньшая склонность к детонации бензиновых двигателей;

и) возможность изоляции воздушного тракта системы охлаждения;

к) меньшие затраты мощности на охлаждение (2,0...9,0%) по сравнению с воздушным охлаждением (3,5...13,0%).

Недостатки жидкостного охлаждения:

- а) сравнительно длительный прогрев двигателя после пуска, повышающий износ цилиндров;
- б) пониженная надежность работы двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха вследствие возможного замерзания жидкости (воды) в системе;
- в) низкие температуры стенок цилиндров (при жидкостном охлаждении), способствующие повышенному коррозионному износу;
- г) повышенная трудоемкость обслуживания и ремонта, так как необходимо регулярно очищать систему охлаждения (при работе на воде);
- д) большая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха;
- е) потребность в дефицитных цветных металлах (медь, латунь, свинцово-оловянные припой).

Рассмотрение преимуществ и недостатков жидкостного охлаждения ДВС позволяет считать его применение наиболее целесообразным:

- а) для форсированных бензиновых и дизельных двигателей;
- б) для двигателей с рабочим объемом цилиндров более 2,5 л.

Преимущества воздушного охлаждения:

- а) быстрый прогрев двигателя после пуска и, следовательно, меньший износ цилиндров;
- б) меньшая чувствительность к изменению температуры окружающего воздуха (более высокие температуры цилиндров);
- в) пониженная чувствительность к топливу, содержащему серу;
- г) надежная работа при отрицательных температурах окружающего воздуха, так как отсутствует опасность замерзания жидкости в системе охлаждения;
- д) простота обслуживания и меньшая стоимость (отсутствуют трубопроводы, радиатор и жидкостный насос).

Недостатки воздушного охлаждения:

- а) уменьшение среднего эффективного давления и литровой мощности вследствие худшего весового наполнения цилиндров двигателя;
- б) повышенный расход мощности на привод вентилятора воздушного охлаждения;
- в) более трудный пуск двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха;
- г) повышенная шумность работы, вызываемая работой быстроходного вентилятора;
- д) трудно обеспечить нормальное охлаждение форсированных двигателей и двигателей большого литража;
- е) возможность засорения межреберных каналов головок и цилиндров;
- ж) потребность в масляном радиаторе даже в тех случаях, когда при жидкостном охлаждении его не требуется.

Рассмотрение преимуществ и недостатков воздушного охлаждения ДВС позволяет считать его применение наиболее целесообразным:

- а) для бензиновых и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндров до 1 л независимо от степени форсирования;
- б) для бензиновых и дизельных двигателей с рабочим объемом цилиндров 1,0...2,5 л и невысокой литровой мощностью, так как от системы охлаждения в значительной мере зависит конструкция и эксплуатационные качества двигателя и силовой установки в целом.

3.1.2 Выбор системы охлаждения двигателя

В процессе конструирования поршневого двигателя внутреннего сгорания выбору типа системы охлаждения уделяется большое внимание. При выборе жидкостной или воздушной системы охлаждения учитываются не только вышеперечисленные достоинства и недостатки, но и целый ряд других факторов.

Эксплуатационные качества. Пуск двигателей с воздушным охлаждением менее отработан, чем пуск двигателей с жидкостным охлаждением, и затруднен при низких температурах. Двигатели с воздушным охлаждением более надежны, их обслуживание проще, а номенклатура запасных частей и эксплуатационных материалов, как отмечено выше, значительно меньше; уровень шума, создаваемого двигателем, более высок при воздушном охлаждении.

Наличие технологического оборудования. При организации производственного процесса на предприятии, где предполагается производство двигателей, технологические процессы и оборудование вследствие различных форм корпусных деталей двигателей с жидкостным и воздушным охлаждением существенно различаются.

Назначение двигателя. Двигатели различных назначений могут иметь как жидкостное, так и воздушное охлаждение, а для мотоциклов и стационарных установок малой мощности — преимущественно воздушное.

Рабочий процесс двигателя. Для двигателей с принудительным зажиганием жидкостное охлаждение, как более интенсивное и обеспечивающее бездетонационное сгорание, целесообразнее. Для дизелей, работающих с высоким давлением наддува, оно обуславливает меньшую тепловую напряженность основных деталей камеры сгорания, однако при длительной работе на малых нагрузках и частотах вращения рациональнее воздушное охлаждение.

Первоначальная стоимость двигателя. Стоимость двигателей средней и большой мощности с жидкостным охлаждением, выпускаемых в больших количествах и лучше освоенных в производстве, меньше стоимости двигателей с воздушным охлаждением. Однако при массовом производстве, стоимость их оказывается ниже.

Габаритные и массовые показатели. Собственно двигатели с воздушным охлаждением средней и большой мощности имеют худшие массовые и габаритные показатели по сравнению с двигателями с жидкостным охлаждением. Однако в целом силовые установки с двигателями, имеющими воздушное охлаждение, обладают, как правило, лучшими габаритными и массовыми показателями, чем установки с двигателями, оснащёнными жидкостным охлаждением.

Ввиду большого количества взаимообусловленных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, дать прямое однозначное решение для выбора её типа не представляется возможным. Главным определяющим фактором, как правило, является назначение двигателя. И даже в этом случае, как показывает опыт, преобладание достоинств системы охлаждения для проектируемого двигателя и условий его эксплуатации может привести к отказу от предполагаемого способа отвода тепла.

Например, учитывая, что в процессе эксплуатации двигателя состояние его после определённого момента времени начинает ухудшаться (повышается количество нагара на головках цилиндров, днищах поршней и других рабочих деталях; ухудшается топливная экономичность; загрязняются теплообменные поверхности и т.д.), система охлаждения любого двигателя, независимо от её типа, должна иметь запас охлаждающей способности. Этот запас может выражаться и в пониженных расчётных температурах, в увеличенной поверхности охлаждения, в устройствах интенсификации процесса отвода тепла и др. Величина запаса охлаждающей способности зависит от степени возможного отклонения действительных условий работы двигателя от расчётных.

Перечисленные выше и многие другие факторы часто делают выбор системы охлаждения первостепенной задачей при разработке новой модели поршневого двигателя.

3.1.3 Основные задачи расчёта систем охлаждения поршневых двигателей

Современное развитие двигателестроения потребовало решения ряда задач, которые в той или иной степени сказываются на методике и практике конструирования различных сис-

тем двигателя, в том числе и систем охлаждения. Использование электронных систем контроля за тепловым состоянием двигателя и его отдельных теплонапряжённых деталей, борьба с токсичными выбросами в атмосферу, задачи снижения шума, улучшение эксплуатационных характеристик, безотказности работы систем требует разработки комплексных расчётов с использованием ЭВМ. Это, в свою очередь, ведёт к необходимости создания математических моделей объектов, основанных на жёстких алгоритмах расчёта и описания взаимодействия элементов систем.

При проектировании тепловых двигателей способ охлаждения его деталей, система охлаждения выбираются изначально в соответствии с соображениями, изложенными выше. Поэтому разработка принципиальной схемы системы охлаждения, её состав и основные характеристики определяются и в дальнейшем уточняются в ходе конструирования двигателя. Расчёт и конструирование собственно системы охлаждения складывается из нескольких основных этапов, последовательность которых может быть различной и диктуется главным образом ходом конструирования двигателя. Такими этапами являются:

а) определение тепловых, гидравлических и аэродинамических характеристик, определяемых конструкцией теплорассеивающих элементов системы охлаждения — радиаторов системы жидкостного охлаждения, холодильников надувочного воздуха, оребрения цилиндров и воздушных трактов системы воздушного охлаждения;

б) выбор конструктивной схемы, расчёт основных аэродинамических и гидравлических параметров вентиляторов для систем жидкостного и воздушного охлаждения, уточнение условий и способов создания воздушных потоков;

в) выбор и оценка гидравлических и мощностных характеристик жидкостных насосов системы жидкостного охлаждения и увязка их с основными режимными характеристиками поршневого двигателя;

г) общая оценка мощности, потребляемой элементами систем жидкостного и воздушного охлаждения, её доли в общем балансе затрат мощности на работу вспомогательных агрегатов в поршневом двигателе в целом;

д) выбор на основании проведённых ранее расчётов устройств автоматизации процессов теплоотвода и контроля за работой систем охлаждения, управления работой вспомогательных систем и устройств (подогрев двигателя перед запуском, обогрев салона и т.п.);

е) технико-экономическая оценка эффективности системы охлаждения, стоимость этой системы, её эксплуатации и ремонта.

В заключение раздела необходимо отметить, что на каждом этапе разработки системы охлаждения используется, как правило, накопленный статистический материал, результаты лабораторных исследований и опыт эксплуатации этих систем на поршневых двигателях различного назначения и условий работы. Особенное внимание уделяется проблемам локального теплоотвода, интенсификации и любым другим способам улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей и двигателя в целом.

3.1.4 Методика ориентировочного расчёта радиатора системы жидкостного охлаждения

Ориентировочный расчёт радиатора системы жидкостного охлаждения выполняется на стадии проектной разработки системы охлаждения на основе теплового расчёта проектируемого двигателя — теплового баланса и предполагаемого назначения двигателя, условий (режимов) его эксплуатации. Расчёт проводится в следующем порядке:

1. Оценивается поверхность охлаждения остова радиатора, m^2 :

$$H_p = \frac{Q_{ж}}{K(T_{ср.ж} - T_{ср.в.озд})},$$

где $Q_{ж}$ — количество тепла отводимого охлаждающей жидкостью (вода, антифриз), Дж/с;

K — коэффициент теплопередачи, принимаемый по статистическим данным, $Вт/м^2 \cdot K$;

$T_{ср.жс}$ — средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе, K ;

$T_{ср.возд}$ — средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, K .

2. Определяется средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе:

$$T_{ср.жс} = \frac{(T_{жс.вх} + T_{жс.вых})}{2} = \frac{T_{жс.вх} + (T_{жс.вх} - \Delta T_{жс})}{2}.$$

Обычно $T_{ср.жс}$ для автомобильных и тракторных двигателей находятся в пределах 358...365 K (85...92°C).

3. Определяется средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{ср.возд} = \frac{T_{возд.вх} + T_{возд.вых}}{2} = \frac{T_{возд.вх} + (T_{возд.вх} + \Delta T_{возд})}{2}.$$

Обычно для автомобильных и тракторных двигателей $T_{ср.возд}$ находятся в пределах 323...328 K (50...55°C).

4. Определяется массовый расход охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор, $кг/с$:

$$G_{жс} = \frac{Q_{жс}}{c_{жс}(T_{жс.вх} - T_{жс.вых})}.$$

где $c_{жс}$ — теплоёмкость охлаждающей жидкости, $Дж/кг \cdot K$;

$(T_{жс.вх} - T_{жс.вых}) = \Delta T_{жс}$ — температурный напор при принудительной циркуляции жидкости, K ;

$T_{жс.вх}$ — оптимальное значение температуры системы жидкостного охлаждения, принимаемое в интервале 353...368 K (80...95°C).

5. Количество воздуха ($кг/с$), проходящего через радиатор, при условии, что всё тепло $Q_{жс}$ передаётся воздуху $Q_{жс} = Q_{возд}$:

$$G_{возд} = \frac{Q_{возд}}{c_{возд}(T_{возд.вых} - T_{возд.вх})},$$

где $(T_{возд.вых} - T_{возд.вх}) = \Delta T_{возд}$ — температурный перепад в остоле радиатора, составляющий в среднем 20...30°C при расчётной температуре $T_{возд.вх} = 313 K$ (40°C).

6. По значениям параметров, найденных по формуле (1), (2), (3), и статистических величин коэффициента K находят поверхность охлаждения радиатора, $м^2$:

$$H_p = \frac{Q_{жс}}{K \left(\frac{T_{жс.вх} - \Delta T_{жс}}{2} - \frac{T_{возд.вх} + \Delta T_{возд}}{2} \right)}.$$

На основе нескольких вариантов расчёта охлаждающей поверхности радиатора переходят к уточнённому расчёту конкретной величины, положенной в основу конструкции радиатора.

3.1.5 Условия работы вентиляторов

Внешним теплоносителем, отбирающим теплоту от охлаждающей жидкости в системах охлаждения автомобильных двигателей, является воздух. Магистраль, по которой воздух подводится к радиатору и отводится от него, называется *воздушным трактом* системы охлаждения. Одной из основных особенностей автомобильных систем охлаждения является отсутствие специальных изолированных каналов подвода и отвода воздуха в воздушном тракте. Не анализируя подробно всё многообразие конструктивных схем выполнения воздушного тракта жидкостных систем охлаждения автомобильных двигателей, можно выделить основные признаки компоновки воздушного тракта.

Радиатор и двигатель по направлению течения воздуха могут располагаться *последовательно* (когда воздушный поток, прошедший через радиатор, обдувает двигатель, причем двигатель может быть расположен за радиатором по потоку воздуха и перед ним) и *парал-*

тельно (когда воздушный поток, прошедший через радиатор, не обдувает двигатель или является частью воздушного потока, обдувающего двигатель).

Направление воздушного потока через остов радиатора может быть *параллельным* продольной оси автомобиля, *перпендикулярным* ей или направленным к продольной оси автомобиля *под углом*. При этом радиатор может быть расположен не только в передней части автомобиля.

Наибольшее распространение получили схемы с последовательным расположением радиатора и двигателя, при которых воздух проходит через остов радиатора (установленного в передней части автомобиля) параллельно продольной оси автомобиля.

Циркуляция воздуха через радиатор осуществляется за счет скоростного давления воздуха при движении автомобиля и от специального нагнетателя системы охлаждения (например, вентилятора). Вентилятор системы охлаждения может приводиться во вращение непосредственно от двигателя через механические передачи и соединительные муфты, а также посредством специальных передач (например, электрических или гидравлических).

Расход воздуха через остов радиатора определяется условием равновесия давления воздуха, при котором сумма давлений, развиваемых вентилятором и движением автомобиля, равна потере давления в воздушном тракте.

Не менее сложной задачей является определение сопротивления воздушного тракта системы охлаждения. Воздушный тракт не имеет четко обозначенных стенок, ограничивающих воздушный поток, что затрудняет определение площади проходных сечений. Кроме того, воздушный поток в некоторых элементах воздушного тракта не имеет явно выраженного направленного течения. Особенно это характерно для моторного отсека, который имеет достаточно много произвольно ориентированных в пространстве отверстий для выхода, а иногда и для входа воздуха. Очень близкое взаимное расположение элементов воздушного тракта лишает возможности использовать имеющиеся данные по коэффициентам аэродинамического сопротивления для тех элементов, для которых такие данные имеются. Поэтому большое внимание уделяется развитию методов экспериментального определения аэродинамического сопротивления воздушного тракта.

Аэродинамическое сопротивление воздушного тракта определяет рабочую точку на характеристике вентилятора, что позволяет установить расход воздуха, проходящего через радиатор. Количественная оценка аэродинамического сопротивления воздушной магистрали дает возможность дифференцировать влияние конструктивного исполнения отдельных элементов и схемы в целом на величину расхода воздуха. Кроме того, такая оценка позволяет подойти к оптимизации конструкции воздушного тракта системы охлаждения, используя в качестве оценки энергетические затраты.

3.1.6 Ориентировочный расчёт основных характеристик вентилятора

Расчёт выполняется на этапе эскизного проектирования системы жидкостного охлаждения двигателя в следующей последовательности.

Производительность вентилятора определяется по соотношению, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$G_{\text{вент}} = \frac{Q_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}} c_{\text{возд}} \Delta T_{\text{возд}}},$$

где $Q_{\text{возд}}$ — количество тепла, отводимое от радиатора охлаждающим воздухом, $\text{Дж}/\text{с}$;

$\rho_{\text{возд}}$ — плотность воздуха при его средней температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$c_{\text{возд}}$ — теплоёмкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$\Delta T_{\text{возд}}$ — температурный перепад воздуха в радиаторе, К .

Для подбора вентилятора кроме его производительности надо знать аэродинамическое сопротивление воздушной сети. В охлаждающей системе оно складывается из сопротивлений, вызываемых потерями на трение и местными потерями. Сопротивление воздушного тракта предварительно принимается равным $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \dots 1000 \text{ Па}$.

По заданной производительности вентилятора и величине $\Delta p_{тр}$ находят потребляемую вентилятором мощность $N_{вент}(кВт)$ и его основные размеры:

$$N_{вент} = \frac{G_{вент} \cdot \Delta p_{тр}}{1000 \cdot \eta_в},$$

где $\eta_в$ — КПД вентилятора (для осевых клёпанных вентиляторов $\eta_в=0,32 \dots 0,40$, а для литых $\eta_в=0,55 \dots 0,65$).

При определении основных конструктивных параметров вентилятора коэффициент обдува K_L стремятся получить равным единице:

$$K_L = \frac{F_{ом.вент}}{F_{фр}} = 1.$$

Для этого фронтную площадь решётки радиатора оформляют в виде квадрата. Диаметр вентилятора, $м$:

$$D_{вент} = 2\sqrt{F_{фр}/\pi},$$

где $F_{фр} = G_{вент}/\omega_{возд}$;

$G_{вент}$ — производительность вентилятора, $м^3/с$;

$\omega_{возд}=6 \dots 24$ — скорость воздуха перед фронтом радиатора, $м/с$.

Частоту вращения вентилятора $n_{вент}$ принимают, исходя из предельного значения окружной скорости $u=70 \dots 100 м/с$.

Окружная скорость зависит от напора вентилятора и его конструкции:

$$u = \psi_l \sqrt{\Delta p_{тр} / \rho_{возд}},$$

где ψ_l — коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_l=2,2 \dots 2,9$);

$\rho_{возд}$ — плотность воздуха, определяемая по средним параметрам, $кг/м^3$;

$\Delta p_{тр}$ — напор вентилятора, $Па$.

Частота вращения вентилятора при известной окружной скорости, $об/мин$:

$$n_{вент} = 60u / (\pi D_{вент}).$$

Должно выполняться условие: равенство $n_{вент}=n_{в.н.}$, если вентилятор и жидкостный насос имеют общий привод.

3.1.7 Расчет системы воздушного охлаждения. Общие положения

Расчет системы воздушного охлаждения двигателя внутреннего сгорания сводится к определению параметров, обуславливающих конструкцию оребрения цилиндров и их головок, а также к определению потребной мощности и размеров вентилятора с приводом.

Ввиду большого количества взаимосвязанных факторов, влияющих на эффективность системы охлаждения, единственного решения для нахождения основных параметров ее не существует. Так, для определения площади оребрения надо знать величину коэффициента теплоотдачи, который, в свою очередь, зависит от скорости воздуха в межреберных каналах, в то же время эта скорость сама является зависимой от конструкции, формы, качества поверхности и размера ребер. Для выбора вентилятора надо знать необходимую степень повышения давления и его потребную производительность, которые могут быть определены при известной конструкции оребрения цилиндра и его головки. Решение задачи усложняется различием параметров, характеризующих оребрение цилиндра и головки, неравномерность их оребрения и различие скоростей воздуха в разных сечениях.

Сложность состоит еще и в том, что трудно выделить параметры, определяемые в ходе расчета, и исходные. Поэтому в основу расчетов часто принимают так называемую *удельную поверхность оребрения*, а более точное определение параметров системы охлаждения и ее доработку производят в процессе доводочных испытаний поршневого двигателя.

При предварительном расчете рекомендуется задаваться исходными условиями, необходимыми не только для определения конструктивных параметров поршневых двигателей, но и для проведения расчета его системы охлаждения. Обычно это внешние условия (темпе-

ратура, давление и влажность атмосферного воздуха), а также условия работы двигателя (режимы, тепловое состояние). На этой стадии расчета определяют величину живого сечения воздушных каналов, межцилиндровые расстояния. Это позволяет разработать конструкцию охлаждающих ребер и затем перейти к определению величины потребной поверхности охлаждения и параметров вентилятора.

Любая система охлаждения должна иметь запас охлаждающей способности, т.к. в процессе эксплуатации двигателя его состояние ухудшается из-за нагара на поверхностях, ухудшается топливная экономичность, загрязняются поверхности охлаждения. Особенно важен этот запас для системы воздушного охлаждения, которая из-за отсутствия водяной рубашки имеет пониженную аккумулирующую способность. Запас охлаждающей способности реализуется за счет увеличения поверхности охлаждения против расчетной повышением производительности вентилятора, что чаще всего нежелательно. Снижение расчетных температур тем более нежелательно, т.к. ведет к повышению затрат мощности на охлаждение за счет необходимого повышения производительности вентилятора. Величина запаса охлаждающей способности может быть определена на основании конкретного задания по условиям эксплуатации поршневого двигателя и его состояния. Практика показала, что в среднем требуется 5...10%-й запас.

3.1.8 Общая методика подбора вентилятора

Если имеется возможность применить вентилятор известного типа, то задача сводится к пересчету размеров испытанного образца для новых требуемых условий с использованием для этой цели соотношений подобия. Пересчет упрощается в связи с тем, что характеристика образца обычно строится в отвлеченных (безразмерных) величинах, а размеры его даются в долях от диаметра рабочего колеса, принимаемого за единицу.

Подбор производится в следующем порядке. По заданным давлению Δp , объемной производительности V и числу оборотов в минуту подсчитывают значение удельного числа оборотов n_q . Далее берут ряд аэродинамических характеристик подходящих образцов вентиляторов и на них наносят кривые изменения n_q для этих вентиляторов. Сопоставляя значение n_q с n_q у этих вентиляторов, находят, у какого из образцов значению n_q соответствует максимум его КПД. Этот образец и принимается для пересчета. По его характеристике находят коэффициент производительности φ и коэффициент давления ψ , соответствующие заданному n_q .

Далее находят величину скорости u_2 на внешней окружности рабочего колеса, а затем и сам диаметр по формуле, m :

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$

Очевидно, что найденный диаметр должен обеспечить необходимые давление и производительность. Однако в этом надо убедиться, подсчитав их величины по скорректированным значениям n , φ и ψ .

На практике часто возникает необходимость определить степень отклонения различных показателей работы вентилятора от расчетных значений вследствие изменения условий, для которых он был подобран. В этих случаях целесообразно воспользоваться соотношениями подобия, существующими между отдельными параметрами, характеризующими работу вентилятора. Эти соотношения действительны лишь при равенстве или небольшом отличии значений чисел Рейнольдса у исходного и измененного вариантов, а также при условии не более чем 20%-го изменения производительности вентилятора.

Необходимо отметить, что типы вентиляторов, разработанные для промышленной цели, редко удастся использовать для двигателя с воздушным охлаждением, так как они значительно отличаются от последних по своим размерам. Поэтому до того, как будут разработа-

ны малогабаритные их конструкции с высокими КПД, приспособленные к технологии массового производства, подбор вентилятора для рассматриваемых целей можно производить, пользуясь методом приближенного расчета.

3.2 Системы охлаждения газотурбинных двигателей

Начиная с середины XX века, наметилась устойчивая тенденция непрерывного роста параметров цикла работы газотурбинных двигателей: степени повышения давления и максимальной температуры газов. Это обеспечивает постоянный рост удельных параметров работы ГТД и в первую очередь КПД цикла. Имеется оптимальное сочетание уровня максимальной температуры газа и степени повышения давления в цикле ГТД.

Увеличение максимальной температуры газа цикла отрицательно сказывается на ресурсе силовой установки и надежности ее работы. Но рациональным выбором материалов деталей, работающих в зоне максимальных температур воздуха и газа, а также при обеспечении эффективного охлаждения деталей горячей зоны двигателей удастся обеспечивать заметный темп роста температур воздуха и газов цикла ГТД.

Рост температур цикла ГТД обеспечивается развитием прочностных свойств конструкционных материалов, технологии изготовления и создания защитных покрытий на поверхности деталей горячей зоны двигателя. Но темп роста прочностных свойств материалов и обеспечиваемый этим рост температуры газов остаётся ниже требуемого темпа увеличения температур газов по тракту двигателей.

Дальнейший рост температур газов обеспечивается снижением рабочих температур тела деталей ГТД за счет развития охлаждения наиболее напряженных элементов двигателей, работающих в условиях максимальных температур газов. Повышение эффективности охлаждения лопаточных венцов турбин является актуальнейшей задачей проектирования, производства и доводки современных высокотемпературных ГТД.

3.2.1 Особенности работы и проектирования лопаток турбины

современных ГТД

Лопатки и лопаточные венцы турбин современных силовых установок являются одними из важнейших элементов ГТД, обеспечивающих самые высокие показатели с точки зрения термодинамики цикла, и в то же время являются их самыми напряженными элементами. При создании и доводке лопаток турбин приходится находить компромиссные решения, удовлетворяющие многим требованиям:

- обеспечение высоких газодинамических показателей организации потока газов;
- обеспечение термодинамики расширения рабочего тела цикла ГТД за счет специального профилирования трактовых поверхностей лопаток;
- обеспечение требований прочности и надежности работы;
- обеспечение минимальных весовых характеристик лопаточных венцов;
- обеспечение устойчивости к многочисленным факторам как силового, так и температурного воздействия;
- обеспечение устойчивости к нестационарным нагрузкам из-за следов от предыдущих ступеней;
- обеспечение устойчивости к цикловым нагрузкам от переходных режимов работы силовых установок;
- отстройка по частотам собственных колебаний и возбуждающих сил;
- минимизация затрат энергоресурсов и конструктивных устройств (их массы и сложности) на охлаждение лопаток.

Этот перечень можно продлить и далее, но даже это простое перечисление требований говорит о неоднозначности решений о форме, размерах и конструктивных решениях геометрии лопаток турбин и особенно при необходимости охлаждения их.

3.2.2 Температуры газа и тепловые потоки в лопатках газовых турбин

Увеличение температуры сжатого в компрессоре воздуха за счет сжигания топлива в камере сгорания неизменно увеличивает суммарную работу цикла.

Работа сжатия воздуха в компрессоре остается неизменной при любой температуре газа на входе в турбину, а полезная работа (площадь цикла) увеличивается с повышением температуры газа; увеличивается и количество подводимого тепла. А КПД цикла зависит от соотношения подводимого тепла и полезной работы. Для каждого уровня температур имеется только одно оптимальное значение степени сжатия рабочего тела цикла. Но повышение температуры цикла при выборе необходимого значения степени сжатия всегда ведет к улучшению КПД цикла, к увеличению удельной работы цикла и соответственно к уменьшению размеров силовых установок.

С точки зрения термодинамики речь всегда идет о среднеинтегральной температуре газа на выходе из камеры сгорания. Реально сгорание подведенного топлива производится в камерах сгорания. От конструктивного исполнения камер сгорания существенно зависят характеристики температур газа, влияющие на температурное состояние деталей «горячей» части двигателя. Важнейшими характеристиками полей температур за камерами сгорания с точки зрения температурного состояния деталей по тракту турбины являются:

- радиальная эпюра температур газа по высоте лопаток турбины;
- окружная неравномерность температур газа в каждом из расчетных сечений по высоте лопатки (рисунок 3.2.1).

Радиальная эпюра температур газа практически полностью описывает температуры газов для деталей ротора турбины. Окружная неравномерность температур в каждом из сечений сказывается для роторных деталей в меньшей степени. Время воздействия окружной неравномерности температур газов при высоких частотах вращения роторов несравнимо меньше времени прогрева деталей (время прогрева деталей на несколько порядков больше времени воздействия температурной неравномерности), и практические измерения температур неохлаждаемых рабочих лопаток подтверждают равенство их температур температурам газа с учетом радиальной эпюры.

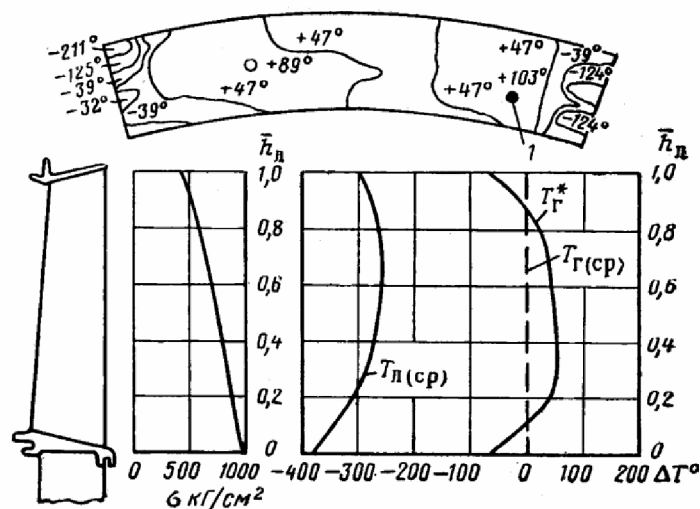


Рисунок 3.2.1 – Характеристики радиальной и окружной неравномерности температуры газа на выходе из камеры сгорания

Детали статора турбины (лопатки, трактовые кольца) воспринимают как радиальную, так и окружную неравномерность температур газа за камерой сгорания. Доводка камер сгорания по снижению окружной неравномерности температур газов или по повышению защиты лопаток от более высоких уровней температур является постоянной задачей разработчиков и доводчиков газотурбинных двигателей.

Радиальная эпюра температур газа на выходе из камеры сгорания обеспечивается перераспределением вторичного воздуха по длине камеры сгорания как по наружному, так и по внутреннему контуру ее жаровой трубы.

Снижение окружной неравномерности обеспечивают, как правило, увеличением числа горелок, увеличением перепада давлений для струй, направленных перпендикулярно движению основного потока газа в выходной части жаровой трубы камеры сгорания для обеспечения выравнивания температур газового потока по длине жаровой трубы камеры.

3.2.3 Материалы деталей газовых турбин

Оценка пригодности материалов для той или иной детали высокотемпературной газовой турбины может быть проведена на основании совокупности трех основных технико-экономических показателей, характеризующих материал:

- отсутствие разрушений и недопустимых деформаций под действием механических, температурных и химических факторов, имеющих место при работе деталей;
- технологическая пригодность, выражающаяся в возможности обработки и присоединения к другим частям ГТД;
- экономическая целесообразность применения данного материала, простота его обработки и отсутствие в нем дефицитных элементов.

Если требования, отражающие качественную сторону явления, остаются все время постоянными, то количественно эти требования в связи с ростом напряженности деталей турбин растут.

Растут нагрузки на лопаточные венцы, они подвержены знакопеременным динамическим нагрузкам. Детали проточной части подвергаются воздействию нагретых агрессивных газов. Особо опасным из агрессивных элементов является ванадий, который в виде пятиокиси под воздействием высокой температуры входит в соприкосновение с поверхностными слоями деталей, вызывая интеркристаллитную коррозию.

Камеры сгорания, особенно жаровые трубы, в наибольшей степени подвержены воздействию высоких температур, в основном термическому. В связи с этим металл, из которого они изготовлены, должен обладать высокой сопротивляемостью окислению и коррозии, высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения. В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют никелевые (хромоникелевые) сплавы. За рубежом характерным представителем таких материалов является нимоник.

Сопловой аппарат. Материал, из которого изготовлены лопатки, воспринимает температуры газа и изгибающие нагрузки от газовых сил, должен обладать высокой сопротивляемостью коррозии, а ввиду возможности резкого изменения температур на переходных режимах – высокой теплопроводностью и малым коэффициентом линейного расширения.

Литые сопловые лопатки ГТД изготавливаются из сплавов на кобальтовой и никелевой основах. При этом применяют обычно точное литье. Для внешнего и внутреннего колец используют хромоникелевые сплавы ЭИ417, ЭИ1Т (1Х18Н9Т), а для двигателей с повышенной температурой газа – сталь ЭИ696 и сплав ЭИ 437Б.

Рабочие лопатки. Рабочие лопатки являются наиболее нагруженными из всех деталей газовой турбины. Они подвержены действию центробежных сил, газовым нагрузкам, вибрационным нагрузкам и окисляющему действию горячих газов. Материал лопаток должен обладать высокой жаропрочностью и жаростойкостью. Весь комплекс требований к материалам рабочих лопаток позволяет выбирать только специальные высоколегированные стали и

специальные сплавы. Обычным способом изготовления ответственных лопаток турбины является точное литье или литье с направленной кристаллизацией и монокристалльная отливка.

Диски и роторы турбин. Эти элементы турбины кроме центробежных нагрузок подвергаются и значительным температурным напряжениям – венечные температуры дисков составляют 900-920К. А внутренние температуры у втулочной части дисков составляют 420-620К.

3.2.4 Температурные напряжения, их особенность

Температурные напряжения имеют ту особенность, что они являются внутренними напряжениями, и интеграл по сечению неравномерно нагретой балки (являющейся моделью для расчета лопаток) от температурных напряжений равен 0. Это означает, что, хотя бы уж в упругой постановке задачи, если имеются по профилю области напряжений сжатия, то обязательно должны быть и области с напряжениями растяжения. Формула Биргера-Малинина, позволяющая производить расчеты напряжений в сечении лопатки с учетом произвольного распределения температур (и соответственно температурных напряжений), построена на стержневой схеме рассмотрения картины напряжений.

Сечение лопатки можно рассматривать как состоящее из большого числа стержней, имеющих возможность удлиняться свободно, без взаимодействия с соседними стержнями. Линейные деформации каждого стержня из-за температурных отличий существенно различны в соответствии с местными температурами.

Второе условие, упрощающее рассмотрение задачи о напряженном состоянии неравномерно нагретой балки, находящейся под воздействием растягивающих усилий, изгибающих и крутящих моментов от газовых сил, заключается в гипотезе сохранения плоскостности исходных плоских сечений (задаваемых чертежом лопатки). При этом допускается изменение угла наклона плоскости сечения под действием выше перечисленных нагрузок и температурной неравномерности в сечении лопатки относительно основных осей – радиального направления и направления фронта решеток профилей.

При таком подходе легко понять физику перераспределения напряжений в сечении неравномерно нагретой лопатки. Участки с повышенным уровнем температур стремятся удлиняться больше, чем участки с более низкой температурой. Сохранение плоскости сечения неизменной приводит к тому, что участки с более высоким уровнем линейных деформаций оказываются зажатыми соседними, более холодными стержнями. В стержнях с повышенной температурой появятся термические напряжения сжатия. Для сохранения неизменной несущей нагрузки сечения на участках сечения с пониженным уровнем температур появятся термические напряжения растяжения.

На картину напряжений в сечении лопатки аддитивно добавится картина термических напряжений. Основными рабочими нагрузками в лопатке являются напряжения растяжений от центробежных сил вышерасположенных сечений лопатки. Сложение напряжений растяжения в сечении лопатки с противоположными по знаку температурными напряжениями существенно изменит картину напряжений. В точках сечения с более высокими температурами произойдет разгрузка напряжений, и чем выше температурная неравномерность в сечении лопатки, тем больше уровень разгрузки перегретых участков. Участки сечения с более низкой температурой будут из-за наличия температурных напряжений растяжения догружаться растягивающими напряжениями.

Таким образом, несущая способность сечения лопатки обеспечивается участками с пониженным уровнем температур.

В сечении лопатки имеется два участка – входная и выходная кромки, где уровень теплопередачи со стороны газа повышенный. Средняя часть лопатки имеет относительно более

умеренный уровень теплоотдачи со стороны газа по отношению к ранее названным участкам.

Обеспечение высокой интенсивности охлаждения в зонах повышенного $b_{\text{газа}}$ возможно только за счет более значительного уровня $b_{\text{возд}}$ (в районе входной кромки со стороны газа больше не только коэффициент теплоотдачи, но и площадь теплообмена). Проблемно размещать развитое ребрение со стороны охлаждения.

Логичным представилось допустить перегрев участков входной и выходной кромок и обеспечить требуемую интенсификацию охлаждения средней части лопаток.

Для решения задачи требовалось:

- определить закономерность перераспределения напряжений из-за температурной неравномерности;
- с учетом норм прочности определить средний уровень температур и допустимый разброс ее в сечении;
- с учетом заданного уровня температур газа и локальных коэффициентов теплоотдачи по профилю лопатки со стороны газа составить картину локальных значений местной плотности теплового потока со стороны охладителя по профилю лопатки (варьируемый фактор);
- сформулировать целевую функцию оптимизации температурного поля в сечении лопатки.

Тогда задача оптимизации формулируется следующим образом – найти такую картину распределения локальной плотности теплового потока в охладитель, чтобы выполнялись условия прочности и была минимизирована целевая функция.

В принципе, поставленная задача из-за зависимости теплофизических свойств материала лопатки от температуры нелинейная. Но при условии разбиения профиля лопаток на значительное число участков и условии, что образованные таким образом расчетные участки можно считать адиабатными (отсутствует теплообмен по боковым поверхностям участков), можно задачу свести к линейной. Задача линейной оптимизации системы имеет стандартное решение.

3.2.5 Основные сведения о тепловом состоянии лопаток газовых турбин

Конфигурация проточной части трактов турбин и профилей каналов течения газа в турбинах определяются газодинамикой течений и стремлением обеспечить максимальное совершенство процесса расширения газа в ступени турбины (в первую очередь ее коэффициент полезного действия). Несмотря на различия в применении и размерности газовых турбин лопаточные венцы, спроектированные разными конструкторскими бюро и использующими различный опыт, накопленный наукой и практикой проектирования газовых турбин в различных странах, мало отличаются друг от друга. Специалист легко поймет и оценит особенности профилирования газового тракта по высоте лопатки и профилю каналов, разработанных в другой стране или проектной фирме.

Совсем другую картину мы имеем при рассмотрении систем охлаждения, конструктивных элементов охлаждаемых лопаток, каналов и форм организации течения охладителей. Здесь мы можем наблюдать необозримый разброс конструктивных, металлургических и технологических решений. Иногда другому специалисту принятое автором разработки решение не представляется бесспорным.

Хотелось бы найти какое-то понимание общих закономерностей и частных особенностей явлений, влияющих на процессы теплообмена и выбора конструктивных решений в охлаждаемых лопатках турбин.

С точки зрения газовой динамики каналы, образуемые лопатками турбин, представляют собой конфузоры, т.е. от входа к выходу имеет место уменьшение проходного сечения канала и соответственно увеличение скоростей потока от входа к выходу. Как известно, изменение скоростей движения газового потока обязательно сопровождается уменьшением статического давления вдоль канала. При этом значения статических давлений по обводу

профиля существенно различны в зависимости от того, осуществляем обход профиля по его вогнутой (так называемое корыто) или по выпуклой части (так называемая спинка).

Представляет интерес картина течения газового потока на выходе из решетки. Самое узкое место турбинного канала называют «горлом» канала. За ним располагается зона, называемая косым срезом. В этой зоне при сверхкритических перепадах давления происходит увеличение скоростей потока выше скорости звука. При докритических перепадах давления на выпуклой части профиля за линией горла могут создаться условия для отрыва пограничного слоя, что приводит к местному повышению уровня теплообмена между газовым потоком и профилем лопатки.

Самой распространенной и доведенной до совершенства является конвективная схема охлаждения лопаток. При данном типе охлаждения снижение температур стенок лопаток достигается отводом тепла от газа в охлаждающий воздух, проходящий во внутренних каналах лопаток. Из теории конвективного теплообмена известно, что основное снижение температуры происходит на границе газ-стенка лопатки из-за процессов в пограничных слоях. Дополнительное снижение температуры происходит за счет теплопроводности материала стенки лопатки. Здесь градиент температур определяется как уровнем коэффициентов теплоотдачи со стороны газа и охладителя так и уровнем теплопроводности материала. К сожалению, повышение жаропрочности сопровождается снижением коэффициента теплопроводности.

Для повышения эффективности охлаждения необходимо делать более тонкую стенку лопатки, одновременно увеличивая радиусы наружный и внутренний по профилю лопатки. Целесообразно вводить ребрение со стороны охлаждающего воздуха. Ну и, конечно, максимально увеличивать интенсивность теплообмена со стороны охлаждающего воздуха. Как будет показано ниже, именно по этому пути и шли конструкторы охлаждаемых лопаток турбины.

Создатели охлаждаемых лопаток с конвективным охлаждением шли от простых канальных лопаток к всё более сложным схемам течения охлаждающего воздуха. Проиллюстрируем несколькими примерами это положение рисунками 3.2.2 и 3.2.3.



Рисунок 3.2.2 – Канальная лопатка с продольным течением воздуха

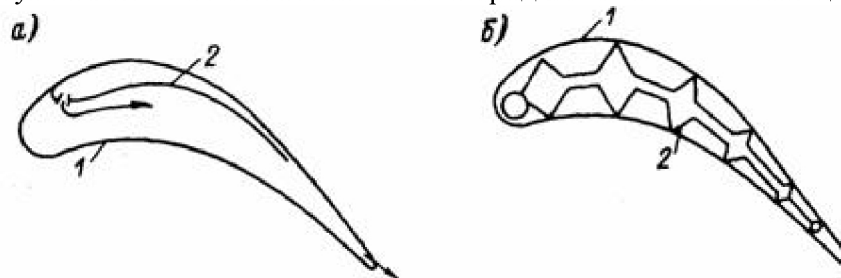


Рисунок 3.2.3 – Лопатки с вставными дефлекторами: 1 – контур лопатки, 2 – дефлектор

На лопатках, показанных на рисунке 3.2.2, применены вставные дефлекторы. Их цель подвести свежий воздух и заставить его проходить по малым каналам вдоль профиля и по высоте лопатки.

Широко представлены лопатки турбин с каналами охлаждения вдоль лопатки.

С целью обеспечения равномерного охлаждения лопаток старались располагать каналы 1 по всему профилю. В зонах с максимальными значениями $b_{газа}$ отверстия делали меньшего диаметра. Как будет показано ниже, это существенно увеличивало коэффициент $b_{возд}$, и улучшало эффективность охлаждения.

Может быть более сложная схема конвективного охлаждения с малыми каналами для движения воздуха. Технологически обеспечить изготовление длинных каналов малого размера очень сложно. В приведенной конструкции использована так называемая гильзовая схема лопатки. Наружная поверхность представляет собой гильзу из жаропрочного материала, облегающую силовой стержень из менее жаропрочного материала. Всю нагрузку несет силовой охлаждаемый стержень, а гильза свободна от нагрузок и крепится к одному из концов лопаток, имея возможность свободно расширяться при нагреве лопатки.

В каналах охлаждения, как правило, имеет место турбулентный режим течения. Это объясняется стесненными размерами каналов с внезапными изменениями проходных сечений при достаточных перепадах давлений.

Следует заметить, что более высокой эффективностью охлаждения обладают каналы с меньшими значениями гидравлического диаметра. В связи с этим стремятся уменьшить проходные сечения каналов (одновременно увеличивая их количество) и увеличивают смоченный периметр каналов за счет видоизменения формы каналов – делая их плоскими, сплюснутыми, гофрированными и т.д.

Коэффициенты теплопроводности и динамической вязкости воздуха принимают по температуре на входе в канал охлаждения. Эффективность охлаждения повышается при увеличении интенсивности теплоотдачи в каналах охлаждения. Конструктивно и технологически это обеспечивается усложнением воздушных каналов.

Конвективное охлаждение имеет ограничения по дальнейшему росту эффективности охлаждения лопаток. Дальнейшее повышение эффективности охлаждения обеспечивается введением пленочного и пористого охлаждения.

Заградительное охлаждение – это подача охлаждающего воздуха или другого агента непосредственно поверх наружной защищаемой поверхности для защиты от непосредственного воздействия потока газа. Введение заградительного пленочного охлаждения существенно меняет процессы теплообмена. Введение пленки создает свой пограничный слой на наружной защищаемой поверхности и изменяет коэффициент теплоотдачи со стороны газа. Обычно охлаждающий воздух подается из внутренней полости лопатки, и пленочное охлаждение является чаще всего комбинацией с конвективным или проникающим (пористым) способом охлаждения.

Пленочное охлаждение лопаток, с точки зрения теплового эффекта по защите лопаток (снижения температуры стенок относительно температур газа), является одним из наиболее эффективных способов охлаждения. Но у него есть и отрицательные стороны:

- пленочное охлаждение требует более высоких уровней отбора воздуха;
- технологически лопатки с пленочным охлаждением очень сложны;
- долговечность лопаток из-за наличия концентраторов напряжений от острых кромок в районе выхода охлаждающего воздуха ниже, чем у сплошных лопаток.

Учитывая эти особенности, пленочное охлаждение применяют, как правило, в сочетании с конвективным охлаждением (используя вставные дефлекторы).

Полную защиту профиля лопатки воздушной пленкой обеспечивает проникающее (пористое) охлаждение. Пористое охлаждение реализуется с помощью пористой оболочки (типа гильзы) над силовым профильным стержнем. Оно с термодинамической точки зрения является самым совершенным. При нем охладитель подводится во внутреннюю полость и продавливается через пористую стенку. Направление движения потока охладителя противоположно направлению теплового потока, т.е. идет от холодной стенки к горячей. Теплоотдача идет за счет теплопроводности и конвекции.

Материалом для пористой оболочки могут служить керамика и металлокерамические сплавы, а также порошковые составы типа нихрома, карбидов и других смесей. Пористостью называют отношение объемов пор к общему объему оболочки. Требования к пористым материалам очень высокие. Они должны обладать жаропрочностью, жаростойкостью, высокой устойчивостью к циклическим нагрузжениям. В то же время они должны обладать требуемой пропускной способностью для реализации транспортировки воздуха. Желательно, чтобы пористые материалы обладали высокой теплопроводностью. Конечно, при спекании пористого материала желательно, чтобы он был достаточно гомогенным по зернистости. Плотность пористого материала ниже плотности сплошного материала, что очень важно для облегчения веса конструкции.

Из сказанного выше следует, что пористые материалы более подходят для защиты неподвижных сопловых лопаток и статорных деталей.

Типичный вид современных лопаток с конвективно-пленочным охлаждением показан рисунке 3.2.4.

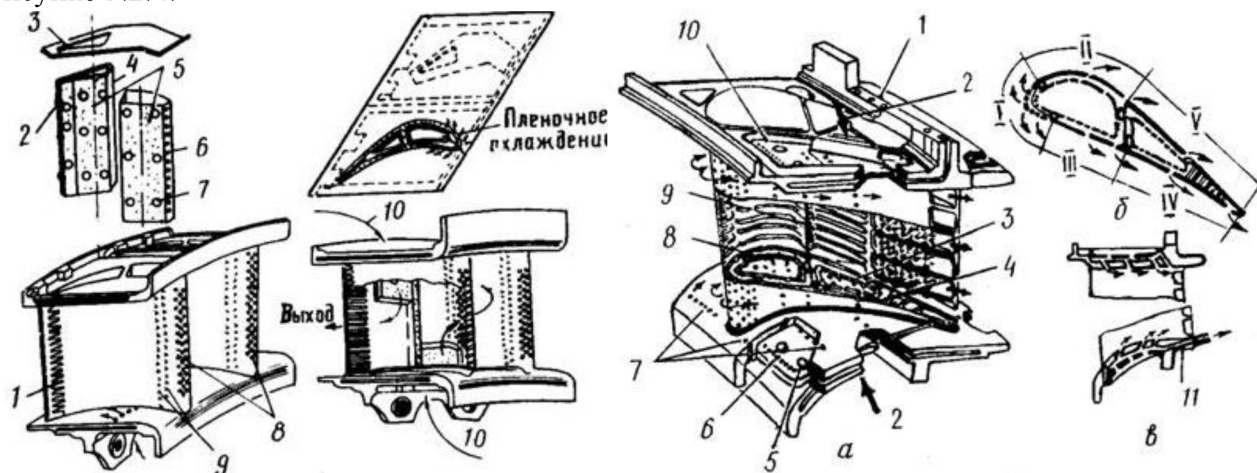


Рисунок 3.2.4 – Конвективно-пленочное охлаждением входной кромки лопатки

Для проектирования охлаждаемых лопаток должны быть заданы, как отмечено выше, следующие данные:

- температуры газов по высоте лопатки (для сопловых лопаток с учетом окружной неравномерности);
- действующие нагрузки;
- располагаемые температуры охлаждающего воздуха и давления в зоне отбора;
- определяющая температура тела лопатки или разброс по телу лопатки для сечения с максимальными нагрузками;
- ресурс работы лопаток;
- характеристики прочности материала (с учетом температур и ресурса работы);
- геометрические параметры обтекания лопаток в каналах турбины и размеры хорды и высоты лопаток.

3.2.6 Опытно-экспериментальные исследования элементов охлаждения и лопаток турбин на установках и в составе двигателя

Все расчетные методы определения параметров обтекания профилей, характеристик пограничных слоев носят только оценочный характер и применяются для получения информации первого порядка. На базе этой информации строятся проекты начального уровня. Дальнейшее проектирование и доводка лопатки невозможны без натурных испытаний. Желательно было бы иметь полный комплекс установок по исследованию и доводке профилей лопатки и отработке характеристик теплового состояния спроектированных лопаток.

Гидравлические характеристики лопаток (с измерением, в том числе распределения статических давлений по профилю лопатки) требуют создания специальных продувочных стендов. Минимальное число лопаток, образующих исследуемый канал, равно 3 – 5. Для лопаток большой высоты из-за стремления ограничить потребные расходы воздуха производят модельные испытания части лопатки по высоте. Но для получения полной картины обтекания с учетом влияния стенок наружного и внутреннего контура тракта требуется полноразмерный канал. Это обеспечивается масштабированием – продувкой полноразмерной модели в масштабе $1/2$, $1/3$ или какого-либо другого приемлемого значения по расходам воздуха. Преимущество исследования лопаток или их моделей в том, что можно проводить исследования при различных перепадах давлений в решетке и при различных углах атаки, степени турбулентности.

Тепловые исследования моделей или полноразмерных лопаток производятся на тепловых стендах с изменением температур газа и охлаждающего воздуха, перепадов давлений как по газу, так и по охлаждающему воздуху. В итоге находятся зависимости эффективности охлаждения лопаток от расхода охлаждающего воздуха, распределение температур по профилю лопаток. В прикладном плане можно производить исследования интенсивности теплообмена со стороны газового потока с последующей критериальной обработкой результатов исследований.

Исследование эффективности процессов в каналах охлаждения лопаток производят на установках осаждения из расплава металла. В зависимости от интенсивности охлаждения образуется в течение нескольких минут на стенке охлаждаемой лопатки, помещенной в расплавленный цинк, определенной толщины корка. Величина корки зависит от разности температур расплавленного цинка и охлаждающего воздуха и местного значения коэффициента теплоотдачи в канале охлаждения. Установка существенно дешевле описанных ранее установок и по этой причине более доступна и находит свое применение при доводке систем охлаждения лопаток.

Полезную информацию о проектировании охлаждаемых лопаток турбины можно получить, знакомясь с традициями и опытом создания ОЛТ в ведущих проектно-конструкторских бюро, занимающихся созданием высокотемпературных ГТД. Наибольшие успехи достигнуты при создании военных ГТД.

При создании и доводке двигателя НК-144А для сверхзвукового пассажирского самолета Ту-144 и бомбардировщика Ту-22М2 потребовалось разработать мероприятия по повышению надежности охлаждаемых лопаток первой ступени турбины.

Мероприятия по повышению эффективности охлаждения лопаток, установка топливных форсунок пониженной проливки, установка лопаток повышенной пропускной способности в зоне повышенной окружной неравномерности позволили исключить дефект разгара лопаток.

3.3 Системы охлаждения ракетных двигателей

Защита стенок ракетных двигателей от опасного перегрева является одной из самых важных и сложных проблем ракетной техники. Первые частичные решения этой проблемы позволили создать и первые ЖРД», имевшие практическое значение.

В настоящее время многие вопросы защиты стенок камеры сгорания и сопла от опасного перегрева так или иначе разрешены или стали более ясными. В результате современные жидкостные ракетные двигатели стали надежно действующими машинами.

Однако, несмотря на это, считать, что эта проблема полностью разрешена, нельзя. Организация надежной защиты стенок современных высоконапряженных ЖРД при небольших потерях удельной тяги является одной из трудных задач, возникающих при создании новых конструкций ЖРД.

Сложность проблемы защиты стенок современных ЖРД связана с тем, что газы, омывающие стенку камеры и сопла, имеют очень высокую температуру (до $3500...4000^{\circ}\text{K}$), высокие давления (до 150 и выше атмосфер) и высокие скорости движения (до $3000...4000\text{м/сек}$).

При таких высоких термодинамических параметрах между газами и стенкой возникает интенсивный теплообмен, способный при недостаточной защите быстро нагреть стенку камеры или сопла до температур, близких к температуре газа. Если учесть, что подавляющее большинство материалов стенки допускают весьма умеренные нагревы (максимум $1300...1500^{\circ}\text{K}$), то сложность проблемы защиты стенки камеры и сопла становится очевидной.

Интенсивность теплообмена в ЖРД можно характеризовать как количеством тепла Q передаваемого от газа в стенку в единицу времени через всю поверхность камеры и сопла, так и тепловым потоком, т.е. количеством тепла, передаваемым через стенку в единицу времени с единицы поверхности, — q .

Полет пилотируемого космического корабля может быть разделен на три основных участка. Первый участок (ЛБ рис.3.3.1) характеризуется его движением совместно с ракетой - носителем со стартового стола до заданной высоты от поверхности Земли, где происходит его отделение от носителя и начинается автономный полет по определенной орбите. Этот участок носит название участка выведения и на нем космический корабль испытывает воздействие набегающего воздушного потока атмосферы, тепловых радиационных потоков от факелов работающих маршевых ракетных двигателей носителя, мощных акустических и вибрационных нагрузок, перегрузки от ускоренного движения и целый ряд других воздействий. В свою очередь набегающий воздушный поток разогревает внешние поверхности корабля и создает внешнее избыточное давление.

После соответствующего маневрирования на участке БВ орбитальный космический корабль выходит на рабочую околоземную орбиту ВГВ.

Второй участок полета - это движение по заданной околоземной орбите на высотах до 350 км от поверхности Земли. В орбитальном полете внешние поверхности космического корабля испытывают воздействие прямого солнечного излучения и могут нагреваться до температуры $+120^{\circ}\text{C}$ или охлаждаться до -120°C в теневых зонах.

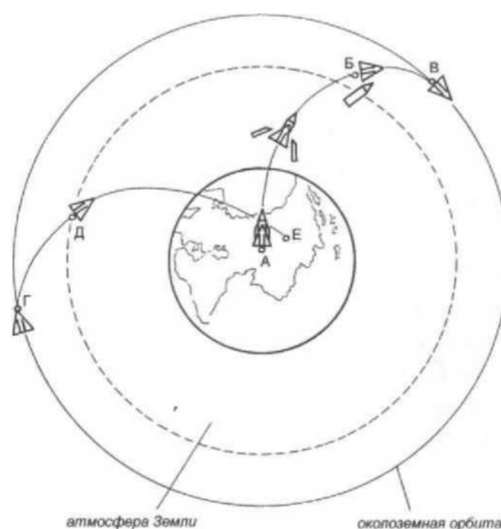


Рис. 3.3. 1. Схема полета пилотируемого космического корабля

Этот участок полета является рабочим, и на нем выполняются запланированные на Земле задания. В качестве одного из заданий может быть осуществлена доставка грузов на борт орбитальных космических станций - лабораторий или установка на заданных орбитах искусственных спутников Земли, обеспечивающих, например, связь на определенных ее участках.

После выполнения предусмотренных работ орбитальный корабль осуществляет маневр схода с орбиты на участке ГД и по заданной траектории ДЕ производит посадку в заданный район поверхности Земли. Траектория ДЕ - это третий основной участок полета космического корабля. Он является наиболее напряженным по уровню действующих нагрузок. Особенно большими являются тепловые нагрузки. Планируемый спуск орбитального корабля на Землю осуществляется с громадной скоростью входа в атмосферу. Так, например, скорость движения корабля на высоте около 100 км составляет приблизительно 27500 км/ч. Учитывая массу корабля, которая может составлять от 80 т до 100 т, нетрудно определить его кинетическую энергию, которая должна быть погашена на участке ДЕ для осуществления посадки на аэродром со средней скоростью 310-315 км/ч. Поскольку торможение корабля осуществляется, в основном, за счет трения воздушной атмосферы о поверхность планера корабля, то практически вся энергия движения аппарата переходит в тепловую. Оценки показывают, что часть этой энергии может быть аккумулирована конструкцией планера, но она должна составлять не более 3% от общей энергии. Это обусловлено жесткими требованиями по тепловым режимам металлической силовой конструкции корабля с учетом многократного использования. Остальные 97% тепловой энергии должны быть восприняты специальными конструкциями, которые принято называть теплозащитными.

При движении корабля на атмосферном участке спуска с орбиты набегающий поток воздуха переходит в состояние низкотемпературной плазмы. Плазма (от греческого - вылепленное, оформленное), то частично или полностью ионизированные газы, в которых плотно-С in положительных и отрицательных зарядов практически одинаковы.

При достаточно сильном нагревании любое вещество испаряется, прекращаясь в газ. Если увеличивать температуру и дальше, то резко усиливается процесс термической ионизации, то есть молекулы газа начнут распадаться на составляющие их атомы, которые затем превращаются и попы. В состоянии плазмы находится подавляющая часть вещества клеммой звезды, звездные атмосферы, галактические туманности и межзвездная среда. Около Земли плазма существует в космосе в виде солнечного ветра, заполняет магнитосферу Земли (образуя радиационные пояса Земли) и ионо-

сферу. Процессами в околоземной плазме обусловлены магнитные бури и полярные сияния. Отражение радиоволн от ионосферной плазмы обеспечивает возможность дальней радиосвязи на Земле. Низкотемпературная плазма имеет температуру до 10К.

Движение летательных аппаратов, возвращаемых из космоса на Землю, при взаимодействии с ее атмосферой порождает образование плазмы с температурой около 10000°С, которая резко уменьшается в пограничном слое на поверхности аппарата, нагревая отдельные участки последнего от 150° до 2000°С. Одновременно с этим космический корабль подвержен воздействию целого ряда других нагрузок: механических под воздействием давления воздуха, акустических и т.п.

Из сказанного становится очевидным, что вся внешняя поверхность космического корабля должна быть обеспечена средством поддержания допустимого уровня его нагрева или охлаждения. В качестве такого средства выступают теплозащитные конструкции. По характеру своих функций они относятся к особо ответственным конструкциям, так как обеспечивают нормальное функционирование всего аппарата и многообразие его применения. Кроме того, эти конструкции сами должны обладать многообразием и ремонтпригодностью при наземном обслуживании.

К настоящему времени разработаны различные методы тепловой защиты. Их создание обусловлено не только потребностью защиты изделий от воздействия тепла, но и необходимостью защиты самого человечества от экстремальных климатических условий в различных районах Земли. Для того чтобы выжить, мы защищаемся от холода, одевая теплоизолирующую шубу в районах Севера, и теплозащитную одежду от чрезмерного перегрева в жарких районах.

В этой связи разработаны различные методы тепловой защиты, представленные на рис.3.3.2. Применительно к технике термин теплозащита предполагает техническое средство обеспечения нормального (заданного) температурного режима в установках и аппаратах, работающих в условиях подвода к их поверхности значительных тепловых потоков. Теплозащита, например, широко распространена в авиационной и ракетной технике для защиты летательных и космических аппаратов от аэродинамического нагрева при движении в плотных слоях атмосферы.

Известны активные и пассивные методы теплозащиты. В активных методах



Рис. 3.3.2 Методы тепловой защиты

газообразный или жидкий охладитель подается к защищаемой поверхности и берет на себя основную часть поступающего к поверхности тепла. В зависимости от способа подачи охладителя к защищаемой поверхности различают несколько типов теплозащиты.

Конвективное (регенеративное) охлаждение - охладитель пропускается через узкий канал («рубашку») вдоль внутренней (по отношению к подводимому тепловому потоку) стороны защищаемой поверхности, то способ теплозащиты широко применяется, например, в стационарных энергетических установках, а также в камерах сгорания и соплах жидкостных ракетных двигателей.

На рис. 3.3.3 изображена схема действия такого метода в жидкостном ракетном двигателе. Жидкий окислитель и жидкое горючее из соответствующих баков 1, 2 подаются с помощью насосов 3 в камеру сгорания 4, где происходит их смешивание и воспламенение. Раскаленные продукты сгорания под большим давлением из камеры сгорания поступают в сопло 5, где в результате их расширения создается реактивная тяга. Защита внутренней поверхности сопла и камеры сгорания от действия горячих газов осуществляется с помощью жидкого окислителя, который вначале поступает в пространство между двумя стенками (рубашками) сопла и камеры сгорания, снимает необходимое количество тепла с внутренней стенки двигателя и только после этого взаимодействует с горючим.

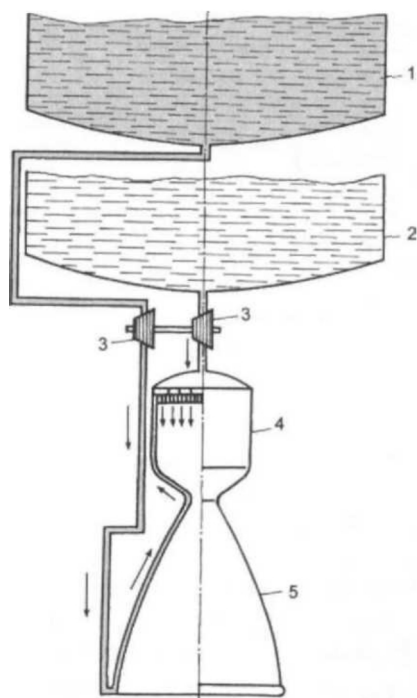


Рис.3.3.3 Принципиальная схема действия жидкостного ракетного двигателя

1 - бак с жидким окислителем; 2 - бак с жидким горючим; 3 - насос; 4 - камера сгорания; 5 - сопло.

Заградительное охлаждение - газообразный охладитель подается через щель в охлаждаемой поверхности на внешнюю, «горячую», сторону, как бы загораживая ее от воздействия высокотемпературной внешней среды. Заградительный эффект струи охладителя уменьшается по мере ее перемешивания с горячим газом. Поэтому для теплозащиты больших поверхностей пользуются системой последовательно расположенных щелей. Этот метод применяется, например, в авиации для теплозащиты камер сгорания и сопел воздушно-реактивных двигателей, причем в качестве охладителя используют заборный воздух.

Пленочное охлаждение аналогично заградительному, но через щель излучающей поверхности подается жидкий охладитель, образующий на ней защитную пленку. По мере растекания вдоль поверхности жидкая пленка испаряется и разбрызгивается. Поглощение подводимого к поверхности тепла в данном способе теплозащиты происходит за счет нагревания и испарения жидкого охладителя, а также последующего нагрева его паров. Этот способ применяется для защиты камер сгорания и сопел жидкостно-реактивных двигателей.

Пористое охлаждение - газообразный или жидкий охладитель подается через саму охлаждаемую поверхность, для чего последнюю изготавливают пористой или перфорированной. Этот метод применяется при повышенных тепловых потоках к поверхности, когда предыдущие методы теплозащиты оказываются несостоятельными.

В пассивных методах теплозащиты воздействие теплового потока воспринимается с помощью специальным образом сконструированной внешней оболочки или с помощью специальных покрытий, наносимых на основную конструкцию. В зависимости от способа «восприятия» теплового потока известно несколько вариантов пассивных методов.

В теплопоглощающих конструкциях (тепловых аккумуляторах) подходящее к поверхности тепло поглощается достаточно толстой оболочкой. Эффективность метода зависит от величины удельной теплоемкости теплопоглощающей конструкции (наиболее эффективен бериллий).

«Радиационная» теплозащита основана на применении в качестве внешней оболочки материала, сохраняющего при высоких температурах достаточную механическую прочность. В этом случае почти весь поток тепла, подходящий к поверхности такого материала, переизлучается в окружающее пространство. Теплоотвод внутрь защищаемой конструкции минимален за счет размещения между внешней высокотемпературной оболочкой и основной конструкцией слоя из легкого теплоизоляционного материала. Данный способ может быть использован для теплозащиты лишь внешних поверхностей аппарата, когда излучение от нагреваемой поверхности имеет свободный выход во внешнее пространство.

Для «радиационной» теплозащиты существенное значение имеет способ подвода тепла. Например, если тепло поступает вследствие аэродинамического нагрева и его необходимо излучить в окружающее пространство, то идеальным следует считать случай полного термодинамического равновесия, когда все части системы тел имеют одну температуру и энергия теплового излучения, испускаемого каждым телом, компенсируется энергией поглощения теплового излучения окружающим пространством. Этот случай может быть реализован только абсолютно черным телом. На практике изготовить абсолютно черное тело не представляется возможным, поэтому теплозащитные конструкции, испытывающие аэродинамический нагрев, должны иметь максимально возможную степень черноты. Если же необходимо защитить конструкцию от светового излучения (например, солнечного), то поверхность теплозащитной конструкции должна иметь высокую отражающую способность. Этой способностью обладают белые зеркальные поверхности с минимальной шероховатостью.

Широкое распространение в ракетно-космической технике получила теплозащита с помощью разрушающихся покрытий. Согласно этому способу защищаемая конструкция покрывается слоем специального материала, часть которого под действием теплового потока может разрушаться в результате процессов плавления, испарения, химических реакций, абляции.

Абляция (от лат. Ablatio - отнятие) - унос массы с поверхности твердого тела потоком горячих газов. Абляция происходит в результате эрозии, расплавления, сублимации. Сублимация (позднелат. Sublimatio -возвышение, вознесение, от лат. Sublimo - высоко, поднимаю, возношу),-возгонка, переход вещества из кристаллического состояния непосредственно (без плавления) в газообразное с поглощением те-

плоты. Абляция наблюдается, например, при движении в атмосфере с большими скоростями метеорных тел и космических спускаемых аппаратов типа

ВОСХОД, ВОСТОК, СОЮЗ. Это явление используется для внешней защиты (охлаждения) частей космических летательных аппаратов и внутренних поверхностей твердотопливных ракетных двигателей. В качестве примера на рис.3.3.5 изображена схема твердотопливного ракетного двигателя, в котором силовые оболочки корпуса 1 и соплового блока 2 защищены сублимирующимся теплозащитным покрытием 3. Оно надежно предохраняет силовые конструкции от продуктов сгорания твердого топлива 4, имеющих температуру $+3500 - +3800^{\circ}\text{C}$.

Абляционные теплозащитные конструкции широко применяются также и в современных космических аппаратах одноразового использования. Так, например, корпус командного отсека космического корабля АПОЛЛОН (США), доставившего американских астронавтов на поверхность Луны и возвратившего их на Землю, снабжен подобной конструкцией. Нарис.3.3.5 изображен фрагмент наружного силового корпуса отсека. Он состоит из силовой трехслойной сотовой оболочки, содержащей в своем составе два несущих слоя 1 из стали марки РН14-8Мо, между которыми размещен сотовый наполнитель 2 из той же стали. На внешнем несущем слое располагается слой абляционной теплозащитной конструкции, изготовленной фирмой ЭВКО (США). Она состоит из эпоксидной новолачной смолы с низкоплотными наполнителями, армированной волокном. В качестве силового каркаса служит сотовый наполнитель 3 из армированной пластмассы. Смола с включенными в ее состав наполнителями и армирующими волокнами 4 заполняет ячейки сотового каркаса, образуя монолитную структуру с объемной плотностью 528 кг/м^3 . Теплозащитная конструкция представляет собой монолитную непрерывную оболочку, неразъемно соединенную с наружным силовым корпусом командного отсека по всей его поверхности [1,2 - 4,5]. Абляционная теплозащита - это уносимая конструкция, которая частично «выгорает», поглощая при этом тепловую энергию. Следствием этого процесса является изменение формы летательного аппарата и его аэродинамики. Так как этот процесс неуправляем, то для аппаратов с такой системой теплозащиты невозможно создать эффективную систему управления движением для обеспечения их приземления «по-самолетному».

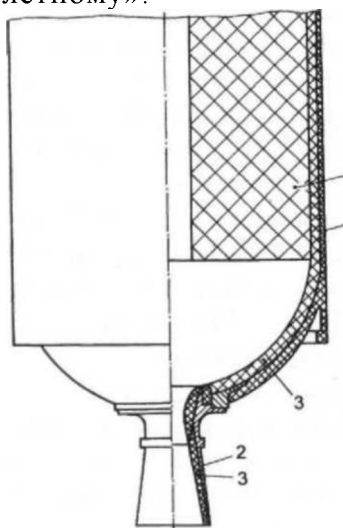


Рис.3.3.4. Схема твердотопливного ракетного двигателя

1 - силовая оболочка корпуса; 2 - силовая оболочка соплового блока; 3 - абляционное теплозащитное покрытие; 4 - заряд твердого топлива.

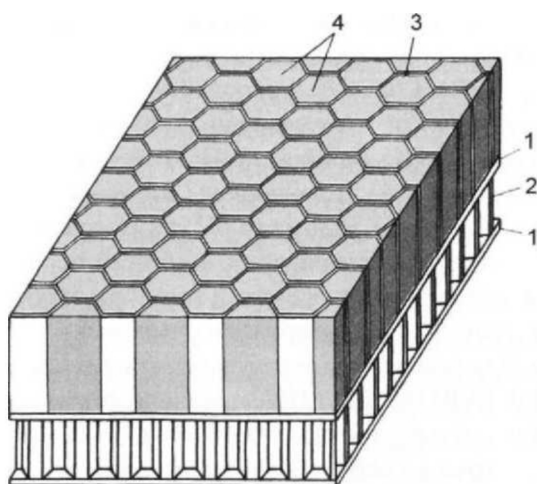


Рис.3.3.5. Схема фрагмента наружного контура командного отсека космического корабля АПОЛЛОН (США). 1 - несущий слой; 2 - сотовый наполнитель; 3 - сотовый наполнитель из армированной пластмассы; 4 - эпоксидная смола с наполнителями.

Дальнейшее развитие теплозащитные конструкции получили при проектировании и изготовлении нового поколения космической техники - в многоразовых космических кораблях - самолетах серии СПЕЙС ШАТТЛ (США), БУРАН (СССР) и европейском проекте космического корабля ГЕРМЕС при долевом участии следующих стран: Франция (42,65%), Германия (26,7%), Италия (12,47%), Бельгия (5,86%), Испания (4,45%), Нидерланды (2,4%), Швейцария (1,98%), Швеция (1,83%), Австрия (0,5%), Дания (0,45%), Канада (0,45%) и Норвегия (0,26%).

3.3.1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЖАРОСТОЙКИХ И ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

С середины 60-х годов XX столетия в СССР проводилась разработка авиационно-космической транспортной системы СПИРАЛЬ с гиперзвуковым самолетом - разгонщиком 1 (рис. 3.3.6), способным достигать скорости полета, соответствующей числу Маха ~6 (около 7200 км/ч). Второй ступенью системы СПИРАЛЬ являлся пилотируемый многоразовый орбитальный космический самолет 2 с отделяемым ракетным ускорителем 3.

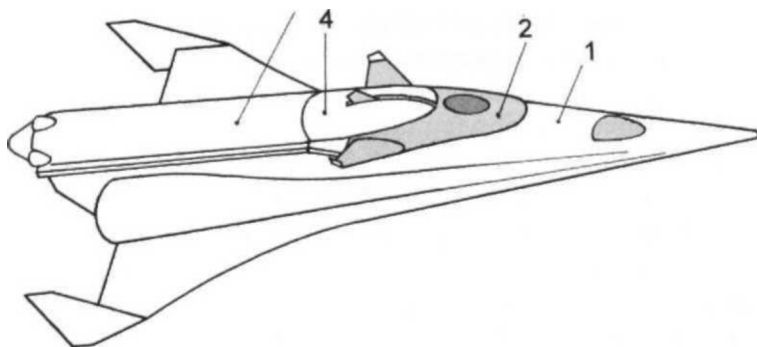


Рис. 3.3.6. Схема общего вида авиационно-космической системы СПИРАЛЬ

1 - самолет-разгонщик; 2 - многоразовый орбитальный космический самолет; 3 - отделяемый ракетный ускоритель; 4 - обтекатель

Орбитальный самолет СПИРАЛЬ представлял собой одноместный истребительный аппарат с несущим корпусом и носком фюзеляжа большого радиуса. Его крылья имели стреловидность 50° с носками малого радиуса и могли изменять угол «развала» (угол поперечного V). До перехода на атмосферный полет они должны были быть отклонены вверх, что исключало их прямое обтекание тепловым потоком при прохождении участка плазмообразования. При уменьшении скорости приблизительно до числа $M=2$ крылья «раскладывались» и угол атаки уменьшался до обычных их самолетных значений.

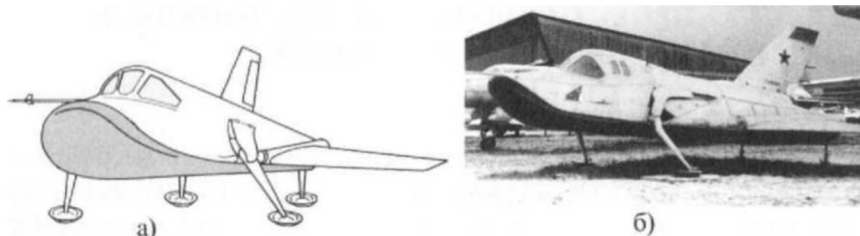


Рис. 3.3.7. Схема общего вида дозвукового аналога орбитального самолета СПИРАЛЬ (а) и его оснащение колесными шасси (б)

Тепловая защита конструкций осуществлялась с помощью панелей из ниобиевых сплавов.

Управление пространственным положением самолета на околоземной орбите осуществлялось реактивными двигателями малой тяги, рулем направления и балансировочным щитком.

Шасси самолета было убирающееся четырехстоечное с круглыми лыжами-тарелками.

Был построен дозвуковой пилотируемый аналог орбитального самолета СПИРАЛЬ - изделие 105 - для испытаний этапа захода на посадку и посадки, а также для оценки аэродинамических характеристик и управляемости. Его общий вид изображен на рис.1.2. Для проведения пробных рулежек и подлетов лыжные передние стойки шасси заменялись на колесные. Аналог орбитального самолета СПИРАЛЬ подвешивался в вырезе фюзеляжа самолета-бомбардировщика Ту-95, который был специально доработан для этих целей, и отцеплялся от него на высоте 5500 м над аэродромом. В течение 1977-1978 гг. было выполнено шесть полетов.

Для исследования аэродинамических характеристик, теплообмена и элементов теплозащиты на высотах до 100 км и скоростях до $M=13$ были разработаны проекты летающих моделей БОР. Модель БОР-4 представляла собой копию орбитального самолета СПИРАЛЬ в масштабе 1:2, а модели БОР-2 и БОР-3 были меньших размеров. Их полеты предполагалось осуществлять с помощью существовавших к тому времени ракетных систем.

Все работы по проекту СПИРАЛЬ проводились в ОКБ им. А.И. Микояна. В дальнейшем в работах, проводимых в нашей стране и за рубежом, были использованы технические решения, заложенные в этом проекте.

Аналогичные исследования и работы параллельно проводились и в США, так как дальнейшее развитие аэрокосмической техники требовало снижения стоимости выведения полезных нагрузок в космос.

В начале 70-х годов XX века в США приступили к работам по созданию многогоразовой транспортной космической системы СПЕЙС ШАТТЛ (Space Shuttle). Официальным началом работ считается 1972 год. Первый космический полет орбитального корабля состоялся 12.04.1981 г.

В нашей стране создание подобной космической системы под названием ЭНЕРГИЯ-БУРАН было развернуто после Постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР в феврале 1976 г., а проектные исследования по этой системе начались в 1975 г. По единодушному мнению всех специалистов решение о создании в СССР

многоразовой космической системы было продиктовано чисто политическими соображениями, как ответная мера на создание в США системы СПЕЙС ШАТТЛ. Первый и единственный полет космического корабля БУРАН состоялся 15.11.1988 г. [6-8].

3.3.1 Основные характеристики многоразовой транспортной космической системы СПЕЙС ШАТТЛ

В результате аэродинамического проектирования, учитывающего достижения американской аэрокосмической техники, была определена общая архитектура многоразовой транспортной космической системы СПЕЙС ШАТТЛ. Ее общий вид схематично изображен на рис. 3.3.8.

Конструктивно транспортная космическая система состоит из двух спасаемых твердотопливных ускорителей 1, являющихся фактически первой ступенью, и орбитального корабля 2 с тремя маршевыми кислородно-водородными двигателями и подвесным топливным баком 3, образующими в совокупности вторую ступень. При этом топливный бак 3 является единственным одноразовым элементом всей системы. Предусматривалось двадцатикратное использование твердотопливных ускорителей 1, стократное использование орбитального корабля 2, а его кислородно-водородные двигатели рассчитывались на 55 полетов.

Разработка такой системы - весьма сложная и трудоемкая проблема, о чем свидетельствует хотя бы тот факт, что в результате выполнения программы оказались не выполненными заложенные в начале разработки показатели по общим затратам. Так, стоимость возросла с 5,2 млрд. дол. (по курсу 1971 г.) до 10,1 млрд. дол. (по курсу 1982 г.), стоимость пуска - с 10,5 млн. дол. до 240 млн. дол. Не удалось выдержать и срок первого экспериментального полета, планировавшегося на 1979 г.

В процессе выведения многоразовый транспортный космический корабль выполняет как бы роль ракеты-носителя в одноразовых транспортных космических системах. В орбитальном корабле размещаются экипаж и полезный груз. В подвесной бак заправляется все кислородно-водородное топливо, расходуемое в процессе выведения на орбиту. Два твердотопливных ускорителя обеспечивают дополнительную тягу на начальном участке выведения и гарантированную скорость для спасения орбитального корабля в случае аварии на этом участке. В момент старта многоразового транспортного космического корабля одновременно работают двигательные установки I и II ступеней. При этом управление полетом осуществляется отклонением вектора тяги их двигателей, а на атмосферном участке дополнительно - отклонением руля направления орбитального корабля. На 125 с полета при достижении скорости 1390 м/с и высоты полета - 50 км твердотопливные ускорители отделяются с помощью восьми ракетных двигателей на твердом топливе. Их дальнейший неуправляемый полет происходит по баллистической траектории. На высоте 7,6 км раскрывается тормозной парашют, а на высоте 4,8 км основные парашюты. Приводнение твердотопливных ускорителей и происходит на 463 с момента старта на расстоянии 256 км от него. Затем ускорители буксируют к берегу для проведения восстановительных работ и повторного использования.

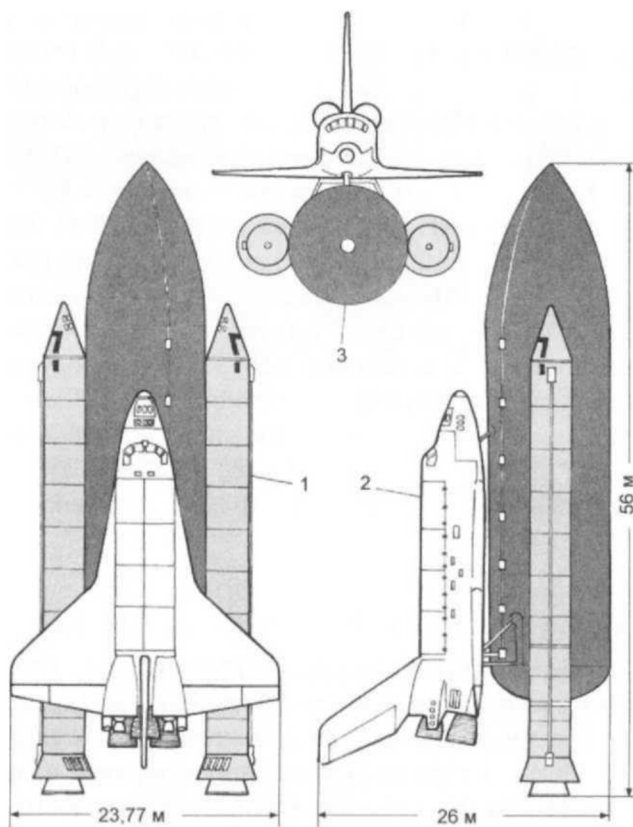


Рис. 3.3.8. Схема общего вида многоразового транспортного космического корабля СПЕЙС ШАТТЛ

- 1 - спасаемый твердотопливный ускоритель;
2 - орбитальный корабль; 3 - топливный бак

Три основных двигателя орбитального корабля продолжают работать и обеспечивают скорость, близкую к орбитальной. После выработки топлива из подвесного бака, на 480 с полета, последний отделяется и по баллистической траектории падает в Тихий или Индийский океан, разрушаясь в плотных слоях атмосферы.

С помощью двигателей орбитального маневрирования космического корабля создается дополнительный импульс по приращению скорости, которая необходима для выхода на опорную орбиту. Эти же двигатели используются при маневрировании в аварийной ситуации на участке выведения, для межорбитальных переходов, сближения и выдачи тормозного импульса при сходе с орбиты для посадки. Имея запас энергии путем торможения и маневрирования на атмосферном участке спуска орбитальный корабль достигает заданной боковой и продольной дальности для обеспечения безмоторной посадки на посадочную полосу взлетно-посадочного комплекса или запасного аэродрома посадки.

Отличительной особенностью многоразового транспортного космического корабля СПЕЙС ШАТТЛ является то, что при возникновении аварийной ситуации на участке выведения и посадки обязательным является спасение и возврат на Землю всего орбитального корабля вместе с экипажем и полезным грузом, так как традиционные способы аварийного спасения одноразовых кораблей для орбитального корабля СПЕЙС ШАТТЛ принципиально непригодны (гибель орбитального корабля ЧЕЛЛЕНДЖЕР вместе с экипажем на участке выведения произошла из-за отсутствия надежной системы предупреждения о развитии аварийной ситуации).

Участки, подверженные нагреву до 645K (+372 °C) при входе в атмосферу Земли и до 672K (+399 °C) на участке выведения защищены теплозащитой FRSJ, которая представляет собой войлок толщиной 4,1 -10,2 мм с нанесенной на лицевую поверхность белой силиконовой резиной.

Элементы теплозащиты RCC, HRSJ, LRSJ и FRSJ занимают 3,5% (38 кв. м), 43,2% (475 кв. м), 26,5% (281 кв. м) и 27,7% (304 кв. м) общей площади защищаемой поверхности планера, а их массовые доли равны 21,5%, 59,7%, 13,2% и 5,6% соответственно при общей массе теплозащиты 7,164 т.

На борту орбитального корабля размещены двигательные установки: основная, маневрирования и ориентации.

Борт орбитального корабля снабжен системой жизнеобеспечения и терморегулирования, комплексной системой навигации, наведения и управления, системой связи и слежения и другим оборудованием.

Таблица 3.3.1 Основные характеристики орбитального корабля СПЕЙС ШАТТЛ

Длина	37,19 м
Размах крыльев	23,77 м
Расчетный сухой вес	68,04
Размеры грузового отсека (длина х ширина)	18,3х4,6 м
Максимальный вес полезной нагрузки	29,5 тс
Расчетный посадочный вес (с полезной нагрузкой)	86,14
Боковая дальность	- 2000 км
Дальность полета от точки схода с орбиты до места посадки	- 11000 км
Дальность полета от точки входа в атмосферу	- 7000 км
Скорость захода на посадку	340-365 км/ч
Число и тяга основных ЖРД SSME	3 х 213,2 тс (в вакууме) 3 х 170,1 тс (на уровне моря)
Число и тяга ЖРД системы орбитального маневрирования	2 х 2,7 тс (в вакууме)
Число и тяга двигателей реактивной системы управления	38 х 0,39 (в вакууме)
Вес топлива ЖРД системы орбитального маневрирования и реактивной системы управления	7,7 тс
Число и тяга корректирующих двигателей	6 х 0,011 тс (в вакууме)
Расчетное число полетов орбитального корабля	100
Расчетный ресурс ЖРД SSME	55 полетов (7,5 ч)

3.3.2 Основные характеристики многоразовой транспортной космической системы ЭНЕРГИЯ-БУРАН

Как было упомянуто выше, в феврале 1976 г. в Советском Союзе, авиационный и ракетно-космический комплексы приступили к непосредственной разработке многоразовой

транспортной космической системы. При ее создании был использован весь отечественный опыт, накопленный к этому времени, а также результаты, полученные американскими специалистами, при выполнении работ аналогичного характера в ходе разработки системы СПЕЙС ШАТТЛ.

Главным разработчиком многоразовой транспортной космической системы было определено научно-производственное объединение (НПО) ЭНЕРГИЯ, г. Калининград (ныне г. Королев) Московской области, а головным разработчиком орбитального космического корабля стало вновь созданное НПО МОЛНИЯ, г. Москва, в которое были переведены основные специалисты, работавшие ранее по проекту СПИРАЛЬ. В качестве основной производственной базы был выбран Тушинский машиностроительный завод, г. Москва..

Основной задачей этих двух объединений являлась разработка концепции построения транспортной космической системы с перспективой ее длительной эксплуатации, способной решать оборонные, народнохозяйственные и научные задачи в течение 20-50 и более лет. В ходе работы над проектом выявились два различных подхода к решению проблемы создания многоразовой космической системы.

Первый из них состоял в традиционном построении ракетно-космической системы, использующей мощную ракету-носитель, доставляющую орбитальный корабль на опорную околоземную орбиту. Сторонником этого подхода было НПО ЭНЕРГИЯ, возглавляемое академиком В.П. Глушко. Основным доводом в пользу этого подхода являлся удачный ход работ по программе СПЕЙС ШАТТЛ. Несмотря на неудачные попытки НПО ЭНЕРГИЯ по созданию сверхмощной ракеты-носителя Н-1, В.П. Глушко и его сторонники твердо стояли на своей позиции, что давало возможность за государственный счет реабилитировать организацию после неудач в ряде программ последних лет и постепенной утраты лидерства в ракетно-космической технике. Стоимость такого проекта отходила на второй план.

Второй подход состоял в создании принципиально новой авиационно-космической системы, использующей основные принципы проекта СПИРАЛЬ. Она обеспечивала многоразовое использование основных составляющих этой системы, была менее дорогостоящей и позволяла уменьшить стоимость выведения в космическое пространство массы полезного груза. Перспективы ее использования были более долгосрочными, чем ракетно-космической системы, предлагаемой НПО ЭНЕРГИЯ. Этот проект был выдвинут НПО МОЛНИЯ, возглавленным Г.Е. Лозино-Лозинским. Проект не имел мировых аналогов и обеспечивал мировое лидерство в освоении космического пространства на долгосрочный период времени.

В результате была принята традиционная схема построения космической системы, использующая ракету-носитель ЭНЕРГИЯ для выведения объекта (в данном случае орбитального космического корабля БУРАН) на опорную околоземную орбиту. Дальнейший полет орбитальный корабль БУРАН осуществляет автономно с конечным приземлением в заданном районе «по-самолетному». Общий вид многоразовой транспортной космической системы ЭНЕРГИЯ-БУРАН изображен на Рис. 3.3.9. Нетрадиционной явилась разработка спасаемых ракетных блоков первой ступени ракеты-носителя ЭНЕРГИЯ, использующих жидкие компоненты топлива (керосин-кислород). Кроме того, в отличие от проекта СПЕЙС ШАТТЛ маршевые двигатели были перенесены на ракету-носитель.

Основные характеристики системы ЭНЕРГИЯ-БУРАН приведены в таблице 3.3.3.

Таблица 3.3.2. Основные характеристики многоразовой космической системы (МКС) ЭНЕРГИЯ - БУРАН

Орбитальный корабль БУРАН		Ракета-носитель ЭНЕРГИЯ (МКС в целом)	
Характеристики	Значение	Характеристики	Значение
Максимальная стартовая масса (в первом полете), т в т.ч.: запас окислителя	105 (79,4) 10,4	Стартовая масса МКС, т	2375*
		Масса ракеты-носителя, т	2270
		<u>Первая ступень</u> (блок «А»),	1490,4

(кислород),т запас горючего (циклин),т Масса полезного груза, выводимо- го в ОК на орбиту Н=200 км:	4,1	4шт),т В т.ч.: запас окислителя (кислород),т запас горючего (керосин РГ-1),т	886,8 341,2
с наклоном $i=50,7^\circ$,т с наклоном $i=97^\circ$,т	30 16	<u>Вторая ступень</u> (блок «Ц», 1 шт.),т	776,2
Посадочная масса ОК: номинальная,т максимальная,т	82 87		
Масса полезного груза, возвращае- мого с орбиты вОК: максимальная,т номинальная,т	20 15	Двигатель блока «А» (РД-171, 11Д521): тяга на уровне моря, тс тяга в вакууме, тс удельный импульс на уровне моря, с удельный импульс в вакууме,с	740 806 308,5 336,2
Экипаж, человек: на этапе летных испытаний (при наличии катапультных кресел) максимальный (без катапультных кресел)	2 до 10	Двигатель блока «Ц» (4 шт. РД-0120, 11 Д 122): тяга на уровне моря, тс тяга в вакууме, тс удельный импульс на уровне моря, с удельный импульс в вакууме,с	147,6 190 353,2 454,7
Орбитальный корабль БУРАН		Ракета-носитель ЭНЕРГИЯ (МКС в целом)	
Продолжительность полета: номинальная, сут. максимальная (с дополнительными баками), сут.	7 30	Геометрические характери- сти- ки МКС: общая длина, м максимальная ширина, м максимальная ширина на уста- новщике, м	58,765 23,92 24,50
Диапазон возможных отклонений орбит,	50, 7...110	Геометрические характери- сти- ки РН в целом: длина, м максимальный поперечный размер, м	58,765 17,65
Высота орбиты: рабочая круговая, км максимальная, км	250...500 1000	Геометрические характери- сти- ки первой ступени: длина, м диаметр баков, м	39,46 3,92

Перегрузки, g при выведении на орбиту (максимальная) при спуске в атмосферу (по номинальной траектории)	3 1,6	Геометрические характеристики второй ступени: длина, м диаметр баков (без теплоизоляции), м	58,765 7,75
Аэродинамическое качество: при гиперзвуковых скоростях при посадке	1,5 5	Кратность использования (ресурс): первая ступень, полетов вторая ступень, полетов	10 1
Максимальная величина бокового маневра при спуске, км	1700		
Посадочная скорость: средняя (при посадочной массе 82т), км/ч максимальная, км/ч в первом полете, км/ч	312 360 263		
Маршевый двигатель орбитального маневрирования 17Д12; тяга в вакууме, тс удельный импульс в вакууме, с	8,8 362		
Геометрические характеристики: общая длина, м ширина фюзеляжа (максимальная) м размах крыла, м высота на стоянке, м шасси, база/колея, м длина отсека полезного груза, м диаметр отсека полезного груза, м	36,37 5,50 23,92 16,35 7,00/12,7 18,55 4,70		
Кратность использования (ресурс) полетов	100		

* - По другим данным 2419 т.

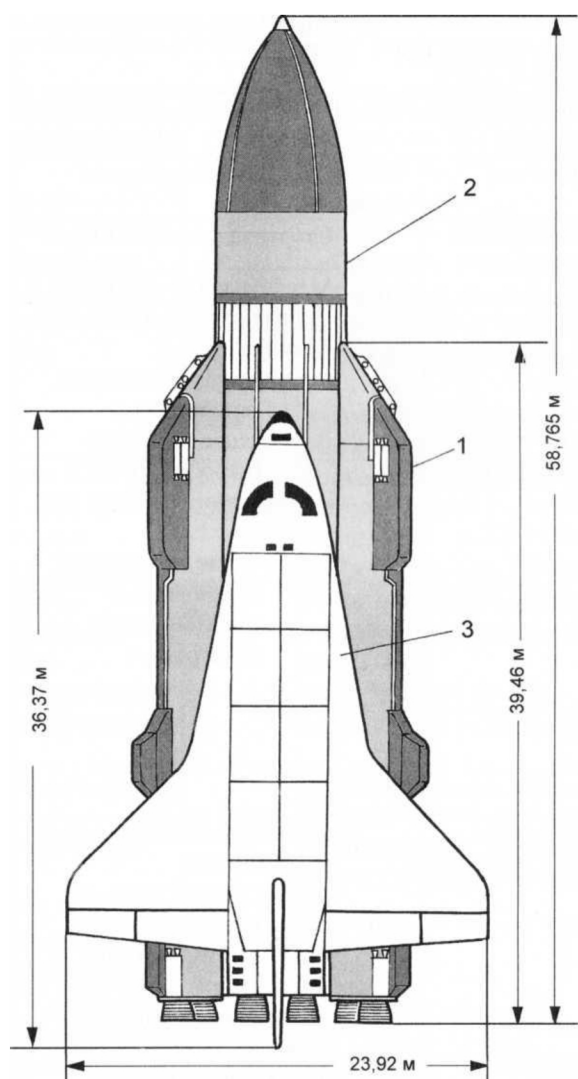


Рис. 3.3.9. Схема общего вида многоразовой космической системы ЭНЕРГИЯ-БУРАН
1-первая ступень ракеты-носителя; 2 - вторая ступень ракеты -носителя; 3 - орбитальный корабль БУРАН.

Таблица 3.3.3. Основные характеристики многоразовой космической системы (МКС) ЭНЕРГИЯ - БУРАН

Характеристики	Значение
Геометрические характеристики:	
общая длина, м	36,37
ширина фюзеляжа (максимальная)	5,50
м	
размах крыла, м	23,92
высота на стоянке, м	16,35
шасси, база/колея, м	7,00/12,7
длина отсека полезного груза, м	18,55
диаметр отсека полезного груза, м	4,70
Кратность использования (ресурс) полетов	100

3.4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕНА В ЖРД

3.4.1. Особенности теплообмена в камере и сопле ЖРД

Защита стенок ЖРД от опасного перегрева является одной из самых важных и сложных проблем ракетной техники. Первые частичные решения этой проблемы позволили создать и первые ЖРД, имевшие практическое значение.

В настоящее время многие вопросы защиты стенок камеры сгорания и сопла от опасного перегрева так или иначе разрешены или стали более ясными. В результате современные жидкостные ракетные двигатели стали надежно действующими машинами.

Однако, несмотря на это, считать, что эта проблема полностью разрешена, нельзя. Организация надежной защиты стенок современных высоконапряженных ЖРД при небольших потерях удельной тяги является одной из трудных задач, возникающих при создании новых конструкций ЖРД-

Сложность проблемы защиты стенок современных ЖРД связана с тем, что газы, омывающие стенку камеры и сопла, имеют очень высокую температуру (до 3500—4000° К), высокие давления (до 150 и выше атмосфер) и высокие скорости движения (до 3000—4000 м/сек).

При таких высоких термодинамических параметрах между газами и стенкой возникает интенсивный теплообмен, способный при недостаточной защите быстро нагреть стенку камеры или сопла до температур, близких к температуре газа. Если учесть, что подавляющее большинство материалов стенки допускают весьма умеренные нагревы (максимум 1300—1500° К), то сложность проблемы защиты стенки камеры и сопла становится очевидной.

Интенсивность теплообмена в ЖРД можно характеризовать как количеством тепла Q ккал/час; ккал/сек, передаваемого от газа в стенку в единицу времени через всю поверхность камеры и сопла, так и тепловым потоком, т.е. количеством тепла, передаваемым через стенку в единицу времени с единицы поверхности, — q ккал/м²-час; ккал/м² • сек.

Между Q и q имеется соотношение

$$Q = \int_s q dS, \quad (3.4.1)$$

где S — боковая поверхность соприкосновения стенки камеры и сопла с горячими газами.

В соответствии с основными положениями теории теплопередачи между тепловым потоком и разностью температур газа и поверхности стенки имеется следующее соотношение:

$$q = \alpha_r (T_{or} - T_{ст.г}) \quad (3.4.2)$$

где α_r — коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, ккал/м²-часх $^\circ\text{К}$ град;

$T_{от}$ — температура торможения газа, соприкасающегося со стенкой, $^\circ\text{К}$;

$T_{ст.г}$ — температура поверхности стенки со стороны горячих газов, $^\circ\text{К}$.

Количество тепла, передаваемого от газа в стенку, складывается из двух частей: тепла, передаваемого в результате непосредственного соприкосновения газа и стенки или так называемой конвективной части, и тепла, передаваемого путем излучения газа или так называемой радиационной (лучистой) части.

Отсюда:

$$q = q_k + q_p; \quad (3.4.3)$$

$$\alpha_r = \alpha_k + \alpha_p = \quad (3.4.4)$$

где q_k , q_p — конвективный и радиационный тепловые потоки; α_k , α_p — конвективный и радиационный коэффициенты теплоотдачи.

Конвективный тепловой поток, как известно, в основном определяется разностью температур, физическими свойствами и состоянием газа и гидродинамикой течения газа вдоль стенки.

В предыдущем разделе для конвективного теплового потока приведено следующее соотношение:

$$q_k = AS \frac{p_k^{0,8} \sigma}{d_{кр}^{0,2} f^{0,9}}, \quad (3.4.5)$$

которое выражает распределение конвективного теплового потока вдоль сопла, где конвективный тепловой поток, кроме функции термодинамических и физических параметров S , определяется еще давлением в камере в степени порядка 0,8 и несколько зависит от величины диаметра критического сечения: чем больше диаметр, тем меньше поток. Изменение газодинамических параметров газа вдоль сопла выражается через относительную площадь сопла, которая для данного режима ($p_k = \text{const}$) и данного сопла определяет картину распределения теплового потока вдоль сопла. На рис. 3.4.1 приведена типичная картина распределения теплового потока вдоль оси камеры сгорания и сопла.

$$S = \frac{(g_{\mu})^{0,2}}{p_{\Gamma}^{0,6} \varepsilon^{0,8}} (I_{ог} - I_{ст. \Gamma}). \quad (3.4.6)$$

Как видно, если вдоль камеры сгорания величина конвективного теплового потока примерно постоянна и равна q_k на входе в сопло, то в докритической части сопла тепловой поток резко возрастает, достигая максимума в критической части в соответствии с изменением величины $\sim \frac{1}{d}$. Величина конвективного теплового потока в области критического сечения может иметь величину порядка $(6—30) 10^6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}$. В закритической части сопла в соответствии с изменением величины тепловой поток быстро уменьшается.

Мы рассмотрели изменение конвективной составляющей теплового потока. Вторая составляющая радиационная:

где c_0 — $4,96 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}^*$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $\varepsilon_{ст}$ — коэффициент черноты стенки; ε_{Γ} — коэффициент излучательной способности газа.

Эта величина зависит от температуры газа и так называемой оптической плотности среды, пропорциональной произведению $p l$ — давлению на характерный поперечный геометрический размер камеры или сопла. На рис. 3.4.1 приведено типичное распределение радиационного теплового потока по камере и соплу. Как видно, в основной части камеры q_p примерно постоянный, а затем в сопле ввиду быстрого уменьшения давления и температуры газа тепловой поток резко уменьшается. В общем, если рассматривать суммарный тепловой поток, приведенный на рис. 3.4.1, и соотношение между конвективной и радиационной частями суммарного теплового потока, то можно отметить:

а) максимум теплового потока из-за влияния радиационной части достигается в дозвуковой части сопла, несколько не доходя до критического сечения;

$$q_p = \varepsilon_{ст} \varepsilon_{\Gamma} c_0 \left(\frac{T_{\Gamma}}{100} \right)^4 \quad (3.4.7)$$

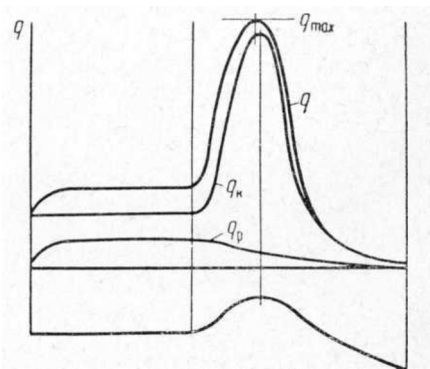


Рис. 3.4.1. Примерное распределение тепловых потоков вдоль камеры и сопла: q_v — конвективный тепловой поток; q_p — радиационный тепловой поток; $q_\Sigma = q_k + q_p$ — суммарный тепловой поток.

б) главное значение по величине и характеру распределения имеет конвективный тепловой поток. Причем, если в камере сгорания величины q_k и q_p еще соизмеримы, то в сопле радиационная составляющая незначительна.

Поэтому с достаточной точностью можно считать, что максимальная численная величина теплового потока в основном определяется конвективной составляющей и в соответствии с выражением

($q_k = AS \frac{P_k^{0,8} \sigma}{d_{кр}^{0,2} f^{0,9}}$) зависит от напряженности режима работы двигателя, определенного в первую очередь давлением в камере p_k , и от температуры торможения газов в пристеночной области — $T_{0\sigma}$.

Из рассмотрения кривой распределения тепловых потоков вдоль камеры и сопла нетрудно видеть, что наиболее напряженным местом является входная часть сопла и особенно область критического сечения, которая имеет максимальный тепловой поток и поэтому нуждается в наиболее интенсивной защите.

Наименее напряженным участком двигателя является конец сопла, который не требует столь интенсивной защиты, как дозвуковая область сопла. Что касается камеры сгорания, то она занимает промежуточное положение между областью критического сечения и срезом сопла, т.е. требует, если не самой интенсивной, то во всяком случае достаточно хорошей защиты.

Таким образом, силовая стенка — оболочка камеры сгорания и сопла, если ее допустимая температура много ниже температуры омывающих ее газов, легко может получить столь большое количество тепла, которое при недостаточно эффективной защите быстро нагреет ее до разрушения.

Разрушение стенки камеры и сопла вследствие чрезмерного перегрева обычно происходит ввиду:

- а) размягчения материала или его оплавления;
- б) окисления материала или его выгорания;
- в) эрозии материала или его размывания потоком.

Основной задачей системы защиты стенки камеры и сопла является обеспечение надежной работы стенки в течение заданного времени — ресурса при минимальных потерях удельной тяги и минимальном утяжелении конструкции.

3.4. 2. Схемы теплозащиты стенки ЖРД и их физические основы

Для предупреждения опасного перегрева силовой оболочки камеры и сопла в современных ЖРД используют следующие схемы защиты стенки:

1. Организация наружного охлаждения стенки путем омывания ее с наружной стороны охлаждающей жидкостью.

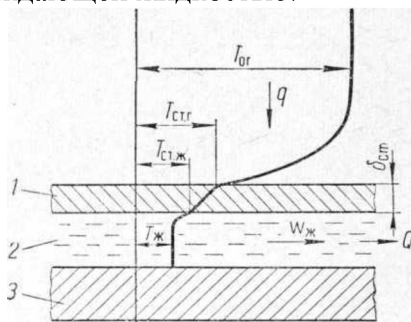


Рис.3.4.2. Схема наружного охлаждения стенки камеры и сопла:

1 — внутренняя оболочка; 2 — охлаждающая жидкость, протекающая в межрубашечном зазоре; 3 — наружная оболочка или «рубашка»

2. Организация внутреннего охлаждения стенки путем омывания ее с внутренней стороны низкотемпературным потоком газа или пленкой жидкости.

3. Теплозащита силовой стенки специальными огнеупорными обмазками или покрытиями.

4. Метод аккумуляции тепла стенкой или работа стенки на нестационарном тепловом режиме.

5. Метод защиты стенки на основе эффекта абляции — организованном разрушении стенки путем ее разложения и уноса массы под воздействием высокотемпературного скоростного потока.

Из всех перечисленных методов защиты стенки ЖРД в настоящее время все они в той или иной степени применяются на практике. Причем в большинстве случаев применяются комплексно, дополняя друг друга. Например, наружное охлаждение, как правило, сочетается с внутренним; здесь же может быть еще как дополнение и теплозащита стенки огнеупорным покрытием. Метод аккумуляции тепла может сочетаться как дополнение также с теплозащитой покрытиями и внутренним охлаждением.

Однако, несмотря на большое разнообразие схем защиты стенки, в ЖРД наиболее распространенным методом является организация наружного охлаждения совместно с внутренним.

Рассмотрим кратко физические основы схем защиты стенки.

Наружное охлаждение стенки камеры и сопла, как уже указывалось, является наиболее распространенным методом защиты стенки. В этом случае стенки камеры и сопла омываются охлаждающей жидкостью, которая протекает с большой скоростью в зазоре между внутренней и наружной оболочками, как показано на рис. 3.4.2 и 3.4.3.

Основой работы схемы является стационарный тепловой режим стенки: весь передаваемый со стороны газов тепловой поток проходит сквозь стенку и полностью воспринимается охлаждающей жидкостью, текущей в так называемом *межрубашечном зазоре*.

В этом случае температура стенки будет постоянной по времени, и, если она не будет превышать допустимых значений, стенка сможет работать достаточно долгое время. Благодаря этому наружная система охлаждения является самой распространенной.

В качестве охлаждающей жидкости используются компоненты топлива, причем почти все компоненты топлива, используемые в ЖРД (спирт, керосин, несимметричный диметилгидразин, жидкий аммиак, азотная кислота, концентрированная перекись водорода, жидкие водород и кислород и др.), могут применяться для охлаждения стенок. Поэтому схемы наружного охлаждения ЖРД можно разделить на системы, использующие в качестве охлаждающей жидкости окислитель, и системы, использующие для охлаждения горючее. Могут быть также схемы охлаждения, где используются оба компонента — окислитель охлаждает одну часть двигателя, например камеру сгорания, а горючее — другую часть, например со-

пло. Большим разнообразием отличается конструктивное выполнение охлаждающего тракта систем охлаждения.

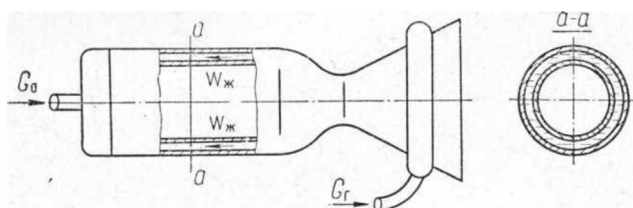


Рис. 3.4.3. Схема щелевого охлаждающего тракта:

G_{Γ} — расход горючего, используемого в качестве охладителя; G_Q — расход окислителя; $W_{\text{ж}}$ — скорость течения жидкости

Наиболее широкое распространение получили следующие типы охлаждающих трактов:

Щелевые тракты образуются между внутренней и наружной оболочками, которые друг относительно друга располагаются с концентрическим зазором (см. рис. 3.4.3).

Охлаждающая жидкость здесь движется вдоль поверхности камеры сгорания и сопла параллельно оси двигателя.

Многоканальные тракты образуются устройством специальных продольных или спиральных ребер (если надо увеличить скорость течения жидкости при неизменной высоте ребер) между внутренней и наружной оболочками, которые образуют соответственно продольные или спиральные (винтовые) каналы. Охлаждающая жидкость, двигаясь по каналам, омывает не только поверхность внутренней стенки, но и поверхность ребер. Этим улучшается охлаждение за счет так называемого, *эффекта оребрения*.

Смешанные тракты образуются сочетанием щелевых и многоканальных.

При всех геометрических видах охлаждающих трактов внутренняя и наружная оболочки камеры сгорания и сопла могут быть как несвязанными между собой, так и связанными.

Примером конструкции с несвязанными оболочками может служить известный двигатель V-2. Этот тип конструкции оболочек долгое время применялся в ЖРД, пока не был вытеснен связанными оболочками. Несвязанные оболочки имеют большой недостаток: низкую прочность при нагружении их давлением в междубашечном пространстве. Поэтому оболочки приходится делать толстостенными ($\delta=4\text{—}5\text{ мм}$) и ограничиваться низкими давлениями в камере сгорания ($p_{\kappa} = 15\text{—}25\text{ атм}$).

Значительный прогресс в развитии конструкции ЖРД произошел после перехода к связанным оболочкам, которые могут быть как со щелевым, так и с многоканальным трактами.

Примером конструкции охлаждаемых трактов со связанными оболочками могут служить схемы, представленные на рис. 3.4.4.

В конструкции (рис. 3.4.4, б и 3.4.4, в) оболочки, как видно, связаны между собой контактной электросваркой по специальным выштамповкам, служащими одновременно и фиксаторами щелевого зазора. Здесь благодаря связям оболочки работают совместно и при значительно меньших толщинах позволяют иметь большие давления в охлаждающем тракте.

Значительным достижением ракетной техники является применение так называемых паяных конструкций, в которых охлаждающие каналы образуются спайкой внутренней и наружной оболочек либо через специальные реброобразующие проставки (рис. 3.4.4, а), либо вся конструкция собирается на пайке из набора специально спрофилированных трубчатых каналов. Примерами таких паяных конструкций могут служить многие американские двигатели. Схема такого тракта приведена на рис. 3.4.4, г.

Охлаждающая жидкость может вводиться в тракт как со стороны сопла, так и со стороны головки. Для сокращения подводящих трубопроводов в паяных конструкциях часто охлаждающую жидкость вводят со стороны головки только в половину каналов, пройдя по ним до конца сопла, жидкость по второй половине каналов возвращается обратно к головке.

Таким образом, при выборе места ввода охлаждающей жидкости в рубашку и схемы течения в каждом конкретном случае руководствуются конструктивными и эксплуатационными соображениями.

Следующей схемой защиты стенки ЖРД является организация так называемого внутреннего охлаждения, которое осуществляется подачей охлаждающей жидкости (обычно горючего) либо непосредственно на внутреннюю поверхность стенки камеры сгорания и сопла,

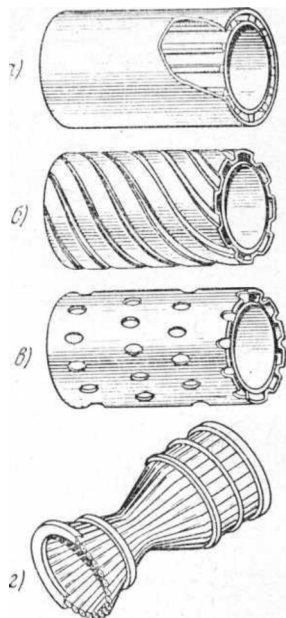


Рис.3.4.4. Различные охлаждающие тракты при связанных оболочках.

либо в пространство вблизи стенки. В обоих случаях вблизи стенки образуется низкотемпературный газовый слой, который резко снижает теплоотдачу в стенку.

Организация внутреннего охлаждения почти всегда связана с потерями в удельной тяге, так как топливо у стенки сгорает

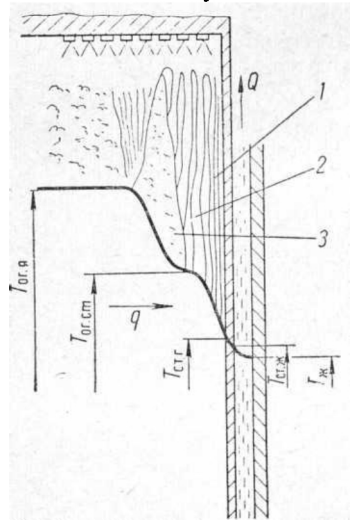


Рис. 3.4.5. Организация внутреннего охлаждения «от головки»:

1 — пограничный слой; 2 — пристеночный слой; 3 — зона смещения пристеночного слоя и ядра с заниженным коэффициентом соотношения компонентов. Поэтому при организации внутреннего охлаждения большое внимание уделяется экономичности охлаждения, что в большой мере зависит от схемы.

Можно выделить следующие виды внутреннего охлаждения:

1. Внутреннее охлаждение, организованное путем соответствующего расположения форсунок на периферии головки (рис. 3.4.5), при котором возле стенки топливо сгорает с более низким соотношением компонентов, чем в центре, и продукты сгорания имеют более низкую температуру.

2. Внутреннее охлаждение, осуществляемое подачей охлаждающей жидкости непосредственно на внутреннюю поверхность стенки камеры сгорания или сопла через отверстия или щели в специальных поясах завесы. Схема представлена на рис.3.4.6.

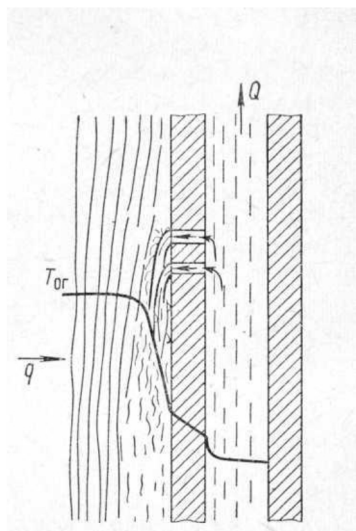


Рис.3.4.6. Защита стенки с помощью завесы

3. Внутреннее охлаждение, осуществляемое путем подачи охлаждающей жидкости на огневую поверхность сквозь поры специальной пористой стенки (рис. XII.7).

В этом случае тепловой поток, отдаваемый газом в стенку, с одной стороны, расходует-ся частично или полностью на подогрев и испарение жидкости, проходящей через пористый материал, а с другой стороны, сам тепловой поток мал, так как возле стенки находится газ с низкой температурой. Такое охлаждение часто называют испарительным охлаждением с помощью «потеющих» материалов. Преимущества этого вида охлаждения состоят в большой эффективности при достаточно высокой экономичности.

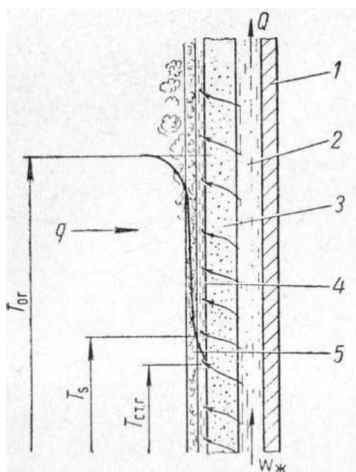


Рис. 3.4.7. Организация внутреннего охлаждения с помощью пористой стенки:

1 — наружная стенка камеры и сопла; 2 — охлаждающая жидкость; 3 — пористая стенка; 4 — защитная пленка жидкости; 5 — защитный слой пара; T_s — температура кипения охлаждающей жидкости при давлении в камере.

В настоящее время пористые материалы применяются в опытных конструкциях ЖРД. Основной трудностью является получение прочных пористых материалов со стабильными характеристиками. Несомненно, что этот вид охлаждения в будущем может получить большое распространение [30, 36, 67].

Рассмотрим схему защиты стенки теплозащитным покрытием. На рис. 3.4.8 показана такая схема защиты: силовая оболочка со стороны газов покрыта специальной обмазкой.

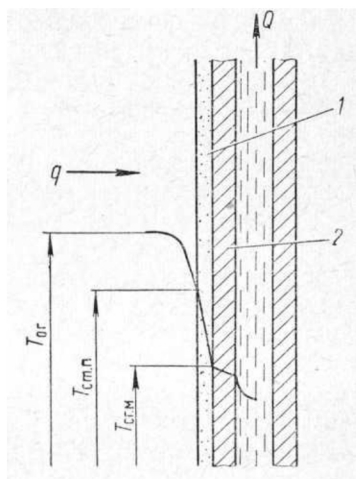


Рис. 3.4.8. Защита стенки теплозащитным покрытием:

1 — теплозащитное покрытие; 2 — металлическая стенка; $T_{ст п}$ — температура теплозащитного покрытия; $T_{ст м}$ — температура металлической стенки

Основным свойством обмазки должна быть высокая термостойкость, т.е. допускать высокий нагрев без разрушения и иметь низкий коэффициент теплопроводности. В этом случае такая оболочка будет иметь высокое тепловое сопротивление, т.е. большая часть разности температур будет приходиться на покрытие, а на поверхности силовой оболочки установится сравнительно низкая температура. На рис. 3.4.8 приведено примерное распределение температуры поперек стенки. Облицовка стенок камеры ЖРД огнеупорными покрытиями широко использовалась в начале развития ракетной техники. Тогда применяли графитовые вставки и другие огнеупорные материалы, известные в металлургической промышленности, пытаясь обеспечить длительную работу ЖРД без наружного и внутреннего охлаждения.

Практика показала, что подобного рода огнеупорные футеровки и обмазки ненадежны, так как они быстро разрушаются в условиях ЖРД. Кроме того, такие двигатели имели большой вес. Поэтому в последующем развитии ЖРД защита стенок путем их облицовки подобного вида материалами практически перестала применяться.

Однако в связи с развитием керамической, пластмассовой и стекловолоконной техники в последние годы появился целый ряд составов, пригодных для использования в качестве теплозащитных материалов. Эти составы наносятся на стенку двигателя и после соответствующей обработки прочно с ней сцепляются, образуя огнеупорное покрытие. Такие материалы широко используются для защиты стенок ракетных двигателей твердого топлива. Использование их в ЖРД труднее ввиду более жестких условий работы и сложности конструкции, но тем не менее они могут применяться. В качестве примера можно указать на двигатель фирмы «Тиокол» XLR 99-RM-1 с тягой $R = 22,5$ г, работающий на компонентах — жидкий кислород и аммиак — и используемый на известном американском экспериментальном самолете λ -15. Внутренняя поверхность камеры сгорания и сопла покрыта составом на основе окиси циркония толщиной 0,4 мм, наносимого методом напыления. Заметим, что этот двигатель наряду с теплозащитным слоем имеет и наружное охлаждение, которое у него является основным, а покрытие — полезным дополнением.

Остановимся теперь на схеме защиты стенки методом аккумуляции тепла массой стенки. Эта схема организации защиты стенки имеет достаточно широкое распространение в ракетной технике, причем такие двигатели часто называются «неохлаждаемыми» двигателями. На рис. XI 1.9 приведена схема защиты стенки этим методом.

Двигатель имеет, как правило, массивную стенку, которая не имеет какой-либо другой специальной защиты или охлаждения. Поэтому такие двигатели и называются «неохлаждаемыми». Подобный двигатель может работать очень короткое время, в течение которого воспринимаемое стенкой тепло идет на ее нагрев, а так как масса стенки и, следовательно, ее тепловая емкость велики, то за короткое время работы двигателя ее «горячая» поверхность

не успевает достичь опасной температуры. Такой режим работы стенки называется нестационарным режимом охлаждения, при этом распределение температур поперек стенки непрерывно изменяется. В момент начала работы двигателя температура стенки постоянна и равна температуре окружающей среды. Распределение температур поперек стенки в этот момент будет таким, как показано на рис. 3.4.9 (прямая τ_0). По прошествии некоторого времени работы двигателя часть тепла будет передана стенке и последняя несколько нагреется.

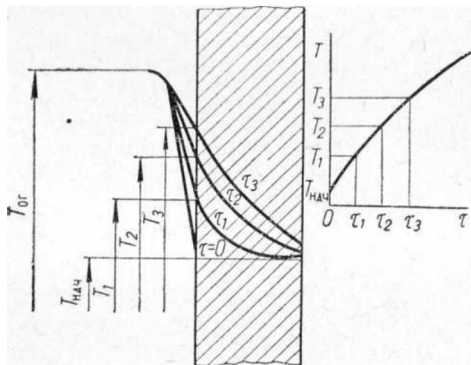


Рис. 3.4.9. Защита стенки методом аккумуляции тепла

Так как процесс передачи тепла в стенке происходит с конечной скоростью, определяемой теплопроводностью материала, то распределение температур теперь будет определяться кривой. По мере нагрева стенки будут расти как температура ее «горячей» поверхности, так и температура «холодной» поверхности стенки (см. кривые $\tau_{2,3}$). Рост температур будет продолжаться до тех пор, пока не наступит стационарный режим, характеризующийся равенством теплоотдачи от газа в стенку и от стенки в окружающую среду. Так как в данном случае наружная поверхность стенки специального охлаждения не имеет, то ее теплоотдача в окружающую среду мала, а для того, чтобы таким же малым стал тепловой поток от газа в стенку, температура горячей поверхности стенки должна установиться близкой к температуре газа. Другими словами, стационарный режим охлаждения такой стенки устанавливается при очень высоких температурах стенки, далеко превосходящих допустимые. Поэтому неохлаждаемые двигатели могут работать лишь короткое время (несколько секунд), пока стационарный тепловой поток не успевает установиться.

В некоторых случаях такого малого времени работы вполне достаточно. Поэтому, а также вследствие чрезвычайной простоты конструкции «неохлаждаемого» двигателя и дешевизны его изготовления он получил распространение в экспериментальных исследованиях, а иногда применяется и в эксплуатации.

Очевидно, что при «неохлаждаемых» двигателях наиболее пригодными материалами для стенок камеры сгорания и сопла будут материалы с высокой теплопроводностью. В этом случае тепловое сопротивление стенок будет низким и распределение температуры поперек стенки получится более пологим. Иначе говоря, воспринимаемое стенкой тепло будет более равномерно распределяться по толщине стенки и двигатель сможет работать более длительное время, так как температура «горячей» поверхности будет расти по времени значительно медленнее, чем в случае нетеплопроводной стенки.

Очевидно также, что увеличение теплоемкости и удельного веса материала стенки дополнительно должно способствовать увеличению длительности надежной работы двигателя.

Последняя схема (рис.3.4.10) защиты стенки основана на использовании так называемых аблирующих материалов. Причем эти материалы могут использоваться как в качестве покрытий силовой стенки, так и в качестве самой силовой стенки. Процесс абляции — сложный физико-химический комплекс процессов: под воздействием теплового потока вещество разлагается, поглощая значительную долю падающего на стенку тепла. Причем процесс разложения сосредоточен в узкой (десяты́е доли *мм*) зоне на поверхности и по мере разложения вещества внешняя поверхность — фронт абляции — непрерывно отступает вглубь с не-

которой скоростью, обычно равной 0,3—0,8 мм/сек. Продукты разложения — газовая и твердая фазы — непрерывно уносятся скоростным внешним потоком.

Таким образом, при этой схеме защиты стенки аблирующее покрытие непрерывно разрушается, уменьшаясь по толщине. Так как разрушение или разложение вещества покрытия происходит с поглощением тепла, определяемого так называемой теплотой абляции (наподобие теплоты фазового перехода, например испарения), то на поверхности аблирующего покрытия устанавливается некоторая характерная для данного вещества температура, обычно не превышающая нескольких сот градусов

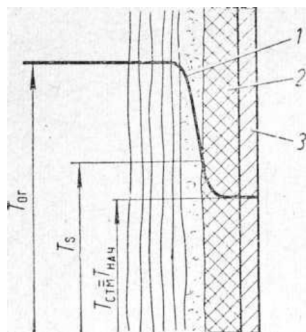


Рис. 3.4.10. Защита стенки с помощью аблирующего покрытия:

1 — слой продуктов разложения покрытия; 2 — аблирующее покрытие; 3 — силовая металлическая стенка; $T_{ог}$ — температура газа; $T_с$ — температура разложения аблирующего покрытия; $T_{ст.м}$ — температура металлической поверхности.

На рис. 3.4.10 приведено распределение температуры поперек аблирующего покрытия. Ввиду низкой температуры на поверхности $T_с$ и крутого падения кривой распределения температуры температура силовой оболочки или толщи аблирующего материала в процессе работы практически не изменяется от начального значения.

Короче говоря, в данной схеме практически вся теплота, попадающая на поверхность, идет на разложение вещества, находящегося в узкой зоне возле поверхности.

Эта схема защиты стенки может использоваться для защиты непосредственно самой камеры. Сопло труднее защищать аблирующими материалами, так как оно в процессе работы будет изменять форму и сечение.

3.4.3 Основные особенности и требования, предъявляемые к наружному охлаждению ЖРД

Ввиду важности наружного охлаждения для ЖРД рассмотрим некоторые его особенности и закономерности, характерные для условий ЖРД. Как уже отмечалось, характерной особенностью наружного охлаждения является стационарный тепловой режим: все получаемое стенкой тепло полностью должно быть передано охлаждающей жидкости. Между передаваемым через стенку тепловым потоком и разностью температур «горячей» и «холодной» поверхностей стенки имеется следующее соотношение:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{ст.г} - T_{ст.ж}), \quad (3.4.8)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, ккал/м-час-град; δ — толщина стенки, м, $T_{ст.г}$, $T_{ст.ж}$ — температуры «горячей» и «холодной» поверхностей стенки, °К.

Интересно отметить, что разность температур между поверхностями стенки, несмотря на малую толщину стенки в ЖРД, может достигать огромных величин. Например, даже при сравнительно умеренном тепловом потоке порядка $10\text{--}10^6 \text{ ккал/м}\cdot\text{час}$ и при $\lambda = 20 \text{ ккал/м}\cdot\text{час}\cdot\text{град}$ (примерное значение λ для нержавеющей сталей) получаем разность температур ΔT на толщине стенки 1 мм, равную

$$\Delta T = \frac{q\delta}{\lambda} = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}}{20} = 500^\circ.$$

Наконец, для «холодной» стороны стенки, омываемой жидкостью, можно написать соотношение между разностью температур стенки и жидкости и тепловым потоком, аналогичное соотношению (XI 1.2) на «горячей» стороне стенки:

$$q = \alpha_{\text{ж}} (T_{\text{ст. ж}} - T_{\text{ж}}), \quad (3.4.9)$$

где $\alpha_{\text{ж}}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки в жидкость, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$; $T_{\text{ж}}$ — температура жидкости, $^\circ\text{К}$.

Таким образом, для теплового потока, проходящего сквозь стенку, мы имеем три соотношения: (3.4.2), (3.4.8), (3.4.9), которые могут быть сведены к одному

$$q = k (T_{\text{ог}} - T_{\text{ж}}), \quad (3.4.10)$$

где k — коэффициент теплопередачи от газа в жидкость, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$. Коэффициент теплопередачи выражается через коэффициенты $\alpha_{\text{г}}$, $\alpha_{\text{ж}}$ и λ и толщину стенки δ :

$$k = \frac{1}{1/\alpha_{\text{г}} + \delta/\lambda + 1/\alpha_{\text{ж}}}. \quad (3.4.11)$$

Составляющие коэффициента теплопередачи определяют величины устанавливающихся перепадов температур в пограничных слоях газа и жидкости и в стенке, а также температуры «горячей» и «холодной» поверхностей стенки.

Рассмотрим теперь распределение температур поперек стенки, начиная от температуры газа и кончая температурой жидкости.

На рис. 3.4.11 приведено типичное распределение температур поперек стенки при трех значениях скорости течения охлаждающей жидкости.

Особенностью этого распределения является непрерывное изменение температуры от самой высокой температуры торможения пристеночных газов $T_{\text{ог}}$ до самой низкой — температуры жидкости $T_{\text{ж}}$. Наиболее резкое изменение температуры наблюдается вблизи «горячей» поверхности, причем это изменение происходит в тепловом пограничном слое газа так же, как и изменение температуры вблизи «холодной» поверхности.

Снижение скорости течения охлаждающей жидкости (кривые 2 и 3 на рис. 3.4.11) приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи от стенки в жидкость $\alpha_{\text{ж}}$ и соответственно к уменьшению воспринимаемого жидкостью теплового потока. Это вызывает перераспределение температур: уменьшаются перепады температур в пограничном слое газа и в стенке за счет повышения температуры «горячей» и «холодной» поверхностей стенки. Таким образом, в конечном итоге снижение скорости течения охлаждающей жидкости ухудшает охлаждение стенки — ее средняя температура возрастает.

Наоборот, увеличение скорости течения жидкости (кривая 1 на рис. 3.4.11) улучшает охлаждение, снижая среднюю температуру стенки. В этом случае происходит повышение $\alpha_{\text{ж}}$ и соответственно возрастает величина воспринимаемого жидкостью теплового потока. Это вызывает увеличение перепадов температур в пограничном слое газа и в стенке за счет снижения температуры «горячей» и «холодной» поверхностей стенки.

Приведенные выше простые соотношения теории теплообмена позволяют отметить некоторые общие свойства и требования, предъявляемые к системам охлаждения ЖРД.

Первое требование заключается в том, что жидкость, пройдя через охлаждающую рубашку камеры и сопла и восприняв тепло от стенки, на выходе из рубашки не должна быть перегретой выше температуры кипения или разложения при данном давлении.

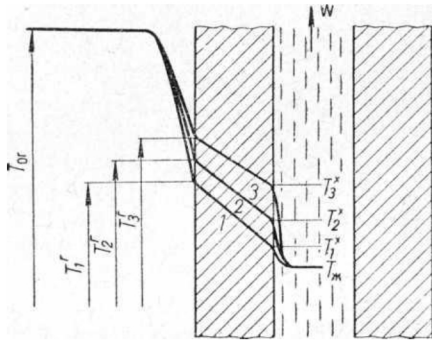


Рис 3.4.11 Распределение температуры в стенке при изменении скорости течения: скорость течения охлаждающей жидкости $w_1 > w_2 > w_3$, температура «горячей» поверхности стенки $T_1^r < T_2^r < T_3^r$; температура «холодной» поверхности стенки $T_1^x < T_2^x < T_3^x$ *, перепад температуры в стенке $(T_1^r - T_1^x) > (T_2^r - T_1^x) > (T_3^r - T_3^x)$.

Это нужно, во-первых, для того, чтобы в камеру сгорания подавались компоненты однородного состава без включения газовых объемов или смолообразных и твердых продуктов разложения (иначе двигатель будет работать неустойчиво, форсунки будут засоряться и забиваться отложениями); во-вторых, потому, что охлаждение стенок двигателя компонентом, находящимся полностью или частично в парообразном состоянии, значительно менее эффективно (коэффициент теплоотдачи от стенки резко снижается).

В большинстве случаев компоненты топлива имеют возможность воспринять тепло, не нагреваясь до температуры кипения или разложения.

Однако на практике могут встретиться двигатели, у которых этот баланс не сходится, т.е. отдача тепла в стенку со стороны газов превосходит возможность его восприятия со стороны охлаждающей жидкости. Сюда могут относиться, во-первых, двигатели с очень малой тягой, порядка 50—100 кГ, которые не имеют достаточного количества компонентов для восприятия всего тепла, и, во-вторых, двигатели с умеренной тягой, порядка до 2000—3000 кГ, но использующие для охлаждения компонент, которого недостаточно для восприятия тепла (например, кислородно-углеводородные двигатели с охлаждением горючим).

В тех случаях, когда охлаждающая способность компонентов недостаточна, приходится принимать меры к снижению общего теплосъема. Снизить общий теплосъем, как видно из выражения $Q = \int q dS$, можно либо уменьшением тепловых потоков q , либо уменьшением охлаждающей поверхности S . Если возможности уменьшения охлаждающей поверхности весьма ограничены, так как ее величина определяется необходимыми геометрическими размерами двигателя, приходится уменьшать тепловой поток. Из выражения $q = \alpha_r (T_{or} - T_{cm,r})$ видно, что наиболее просто и эффективно снизить тепловой поток можно снижением температуры газов, которое осуществляется путем создания у стенки специального пристеночного слоя с пониженной температурой. Естественно, что этот метод приводит к снижению экономичности двигателя и применять его надо осторожно. Пристеночный слой с избытком горючего можно создавать либо соответствующим расположением форсунок на головке, о чем ранее было сказано достаточно подробно, либо постановкой специальных поясов завесы, через которые подается горючее на внутреннюю стенку, где оно, смешиваясь с близлежащими слоями газа, образует устойчивый низкотемпературный слой. При необходимости значительного снижения тепловых потоков используют как завесу от головки, так и специальные пояса завесы.

Второе требование заключается в том, что, кроме удовлетворения теплового баланса, необходимо еще обеспечить условие так называемого местного теплосъема. Дело в том, что температура стенки со стороны жидкости не должна намного превышать температуру кипе-

ния или разложения охлаждающей жидкости. В том случае, если температура стенки существенно больше температуры кипения жидкости, то непосредственно на стенке возможно вскипание частиц жидкости. При достаточно большой скорости течения жидкости и сравнительно небольшом превышении температуры стенки температуры кипения образующиеся паровые пузырьки сносятся потоком и, попадая в толщу жидкости, снова конденсируются, поскольку средняя температура жидкости ниже температуры кипения. При такой картине, когда образующиеся пузырьки пара тут же исчезают, охлаждение не нарушается. Больше того, такое местное вскипание интенсифицирует теплообмен.

Если температура стенки значительно превышает температуру кипения жидкости, то кипение на стенке протекает более интенсивно и образовавшиеся пузырьки пара поток уже не в состоянии оторвать от стенки. Когда пузырьки пара становятся устойчивыми, эффективность теплосъема резко уменьшается, возрастает температура стенки, которая быстро может превысить допустимую.

То же самое происходит и в случае, когда охлаждающая жидкость из-за перегрева на стенке начинает разлагаться. Здесь могут выделяться газообразные, смолообразные и твердые продукты. Все это резко ухудшает охлаждение. Кроме того, некоторые компоненты (перекись водорода, гидразин, диметилгидразин и др.) разлагаются с эффектом, равносильным взрыву. Естественно, в этом случае всякий перегрев весьма опасен.

Таким образом, второе требование, которому должна удовлетворять надежно работающая система охлаждения, состоит в том, что повсеместно должен обеспечиваться теплосъем без возникновения устойчивого кипения или какого-либо разложения охлаждающей жидкости на стенке.

В случае если в каком-либо месте на стенке теплосъем не удастся организовать, то обычно в этом месте снижают тепловой поток.

Последнее, как мы знаем, наиболее просто и эффективно достигается созданием возле стенки слоя газа с пониженной температурой, причем, поскольку в данном случае имеют место местные опасные зоны, то, естественно, низкотемпературный слой удобно создавать устройством специальных поясов завес непосредственно возле этих зон.

Современные ЖРД, использующие высокоэффективные топлива и имеющие высокие давления в камере сгорания, из-за неблагоприятного положения с местным теплосъемом, особенно в области критического сечения сопла, охладить без специального низкотемпературного пристеночного слоя практически невозможно. Отсюда следует, что необходимость создания пристеночного слоя в современных ЖРД посредством соответствующего расположения форсунок на головке вызывается главным образом условиями местного теплосъема.

3.4.4. Основы выбора параметров систем охлаждения ЖРД

Ввиду важности охлаждения ЖРД рассмотрим некоторые положения, которыми необходимо руководствоваться при выборе параметров системы охлаждения. К последним относятся в первую очередь следующие:

1. Выбор охлаждающего компонента.
2. Назначение максимальной скорости течения жидкости в межрубашечном зазоре.
3. Выбор материала для стенки.
4. Выбор толщины стенки.

Эти параметры по сути дела являются основными, которые определяют всю систему охлаждения и которые приходится выбирать при проектировании двигателя.

Для определения основных рекомендаций по выбору параметров системы охлаждения рассмотрим взаимосвязь между величиной теплового потока, который необходимо передать в охлаждающую жидкость, параметрами стенки — теплопроводностью и прочностью мате-

риала, толщиной стенки, а также свойствами охладителя и интенсивностью наружного охлаждения.

Для этого воспользуемся приведенной выше зависимостью, связывающей проходящий

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_{\text{ст. г}} - T_{\text{ст. ж}}),$$

сквозь стенку тепловой поток с параметрами стенки. Температура поверхности стенки со стороны жидкости $T_{\text{ст. ж}}$, как отмечено выше, ограничивается допустимым перегревом охладителя. Остальные параметры: δ, λ и $T_{\text{ст. г}}$ — полностью зависят от конструкции стенки и применяемых материалов.

Как видно из формулы, чем больше коэффициент теплопроводности λ и чем тоньше стенка, тем больший тепловой поток может пропустить стенка при той же разности температур в ней.

Порядок величины тепловых потоков определяется главным образом температурой газа, омывающего стенку, и давлением в камере сгорания.

Большие тепловые потоки связаны с более высокой температурой пристеночных газов и более высоким значением давления в камере сгорания. Как то, так и другое повышает экономичность двигателя. Отсюда двигатели, имеющие более высокую удельную тягу, неизбежно имеют и более высокие тепловые потоки.

Вместе с этим необходимо иметь в виду, что, увеличивая воспринимаемый и пропускаемый стенкой тепловой поток, необходимо позаботиться о том, чтобы он был полностью передан в охлаждающую жидкость, т.е. вместе с ростом теплового потока приходится одновременно интенсифицировать наружное охлаждение — увеличивать скорость течения жидкости, оребрять теплоотдающую поверхность.

Таким образом, поскольку повышение удельной тяги является наиболее важным направлением развития ЖРД, то соответственно тенденцией развития конструкции ЖРД является применение более тонких стенок, более теплопроводных материалов и оребрение теплоотдающей поверхности.

Например, конструкция многих современных американских двигателей выполнена путем пайки тонкостенных никелевых трубок специального профиля. Никель — теплопроводный материал, имеющий значение $\lambda \sim 50 \text{ ккал/м.час.град.}$

Произведем количественную оценку значения материала — теплопроводности и толщины стенки. Для этого вычислим для некоторых характерных материалов величину толщины стенки при различных тепловых потоках.

Температуры поверхностей стенки принимаем максимально возможные. Этому будет соответствовать температура со стороны жидкости $T_{\text{ст. ж}}$, выбранная из условия отсутствия кипения или разложения охладителя, равная $T_{\text{ст. ж}} = 623^\circ \text{ К (350}^\circ \text{ C)}$.

Температуру поверхности стенки со стороны газа $T_{\text{ст. г}}$ выбираем из условия прочности материала, которая определяется средней температурой стенки

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{ст. г}} + T_{\text{ст. ж}}}{2}.$$

Принимаем $T_{\text{ст. г}}$ такой, чтобы все материалы при $T_{\text{ср}}$ имели примерно одинаковое значение временного сопротивления разрыву.

В табл. 3.4.1 приведены материалы, принятые значения температур поверхностей, разность температуры в стенке ΔT , значение теплопроводности λ при $T_{\text{ср}}$ и значение произведения $\lambda \Delta T$.

Принимая значения толщины стенки в пределах $\delta = 3\text{—}0,4 \text{ мм}$, определяем величины тепловых потоков, пропускаемых из формулы

$$\dot{q} = \frac{\lambda \Delta T}{\delta}. \quad (3.4.12)$$

Данные расчета приведены в таблице 3.4.2 и на рис. 3.4.12 в виде кривых зависимости δ от q .

Таблица 3.4.1

**Температуры стенки, коэффициент теплопроводности, показатель прочности и
потребное значение коэффициента теплоотдачи от стенки в жидкость
для некоторых характерных материалов**

Материал стенки	°C $t_{ст.г}$	°C $t_{ст.ж}$	°C $t_{ср}$	Δt	$\frac{ккал}{м.град\lambda}$	$\frac{кг}{мм^2}$ °В	$\lambda \Delta T$	$t_{ст. ж-50}$
Медь	500	350	425	150	310	18	$46,5 \cdot 10^3$	300
Бронза бериллие- вая	800	350	575	450	90	18	$40,5 \cdot 10^3$	300
Латунь	500	350	425	150	115	18	$17,25 \cdot 10^3$	300
Малоуглеродистая сталь 0,8 КП	800	350	575	450	36	18	$16,2 \cdot 10^3$	300
Нержавеющая сталь IX18Н9Т	1200	350	775	850	22,3	19	$19,0 \cdot 10^3$	300
Дюраль Д16	350	200	275	150	130	18	$19,5 \cdot 10^3$	150

Рассматривая таблицу и график, можно видеть, что все рассматриваемые материалы разбиты на две группы: группа медь — бронза и группа сталь — латунь — дюраль. Нетрудно заметить, что группировка произошла на основе близости произведения $\lambda \Delta T$. Как видно из формулы 3.4.12), это произведение пропорционально толщине стенки, и, следовательно, при неизменной толщине стенки тем больший тепловой поток можно пропустить через стенку, чем больше величина произведения $\lambda \Delta T$. Другими словами, важна не теплопроводность, как таковая, а произведение теплопроводности на разность температур в стенке.

Таблица 3.4.2.

Тепловые потоки при различных материалах и толщинах стенки

Толщина стенки δ , мм		3		2		1		0,8		0,4	
материал стен- ки	тепловой поток и потребный коэффи- циент теплоотдачи от стенки в жид- кость	$q \cdot 10^{-6}$	$\alpha_{ж.потр} \cdot 10^{-3}$	$q \cdot 10^{-6}$	$\alpha_{ж.потр} \cdot 10^{-3}$	$q \cdot 10^{-6}$	$\alpha_{ж.потр} \cdot 10^{-3}$	$q \cdot 10^{-6}$	$\alpha_{ж.потр} \cdot 10^{-6}$	$q \cdot 10^{-3}$	$\alpha_{ж.потр} \cdot 10^{-3}$
Медь		15,5	51,7	23,2	77,3	46,5	155,0	58,1	193,5	116	387,0
Бронза бериллиевая		13,5	45,0	20,2	67,3	40,5	135,0	50,6	168,5	101	337,0
Латунь		5,75	19,2	8,62	28,7	17,25	57,5	21,6	72,0	43,2	144,0
Малоуглеродистая сталь 08КП		5,4	18,0	8,1	27,0	16,2	54,0	20,2	67,4	40,4	135,0
Нержавеющая сталь IX18Н9Т		6,33	21,1	9,5	31,7	19,0	63,3	23,8	79,4	47,6	158
Дюраль Д16		6,5	43,3	9,75	65,0	19,5	130	24,4	163	48,8	325,0

Например, дюраль имеет хорошую теплопроводность $\lambda = 130 \text{ ккал/м.час.град}$, а нержавеющая сталь — всего лишь $\lambda = 20 \text{ ккал/м.час.град}$. Казалось бы, что дюраль лучше стали. Однако, как видно из данных расчета, из-за допускаемой низкой температуры нагрева дюралевой стенки последняя практически не имеет преимуществ по сравнению со стальной стенкой.

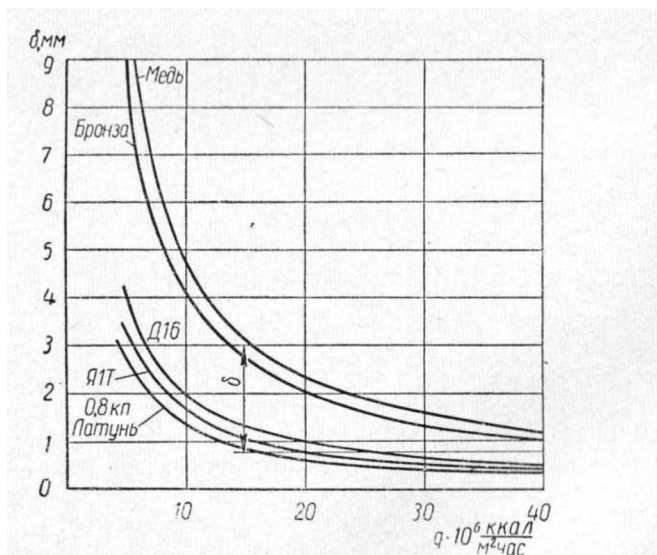


Рис. 3.4.12. Зависимость тепловых потоков от толщины и материала стенки

Ограничивая пределы изменения толщины внутренней стенки ЖРД величиной порядка $\delta = 3—0,8—0,4$ мм, получаем, что первая группа материалов (медь — бронза) способна пропустить тепловые потоки соответственно в пределах $q = (15—60—120) \cdot 10^6$ ккал/м²·час, а вторая группа (сталь — латунь — дюраль) — соответственно $q = (5—25—50) \cdot 10^6$ ккал/м²·час. Таким образом, медно-бронзовые стенки способны при одинаковых условиях ($\delta = \text{const}$) пропускать в 2,5÷3 раза большие тепловые потоки.

Возможность увеличения пропускаемых тепловых потоков при применении медной или бронзовой стенки является весьма ценной. Эти материалы могут находить применение в ЖРД, работающих на жидком кислороде, где отсутствует агрессивная среда и в то же время требуется большая теплопроводность стенки. При организации мощного наружного охлаждения такие стенки позволяют иметь достаточно высокотемпературный пристеночный слой, вызывающий минимальные потери удельной тяги.

Толщина стенки имеет такое же важное значение, как и теплопроводность. Как видно, чем тоньше стенка, тем больший тепловой поток может быть пропущен при данной разности температур на стенке. Поэтому часто при конструировании ЖРД в области критического сечения, где имеют место максимальные тепловые потоки, делают более тонкую стенку.

Благодаря этому удастся пропустить больший тепловой поток, не прибегая к усилению внутреннего охлаждения.

Таким образом, применение более теплопроводных материалов и более тонких стенок позволяет при тех же перепадах температур на стенке пропускать более высокие тепловые потоки и иметь более высокую температуру газа возле стенки, а следовательно, уменьшать потери в удельной тяге на организацию низкотемпературного пристеночного слоя.

Однако необходимо заметить, что из сказанного не следует, что тонкая стенка выгодна во всех случаях. Пусть тепловой поток сравнительно мал. Тогда перепад температур на стенке также будет мал и температура стенки со стороны жидкости будет близка к температуре стенки со стороны газа, которая в данном случае при малых тепловых потоках будет близка к температуре газов и, следовательно, будет достаточно высокой. Это может вызвать кипение или разложение жидкости на стенке, и охлаждение двигателя получается ненадежным. Утолщение стенки в таких случаях увеличит надежность охлаждения.

Остановимся теперь на значении температуры стенки со стороны газа. Допустимая температура нагрева стенки, естественно, определяется прочностью материала. Известно, что у всех нежаропрочных материалов прочность значительно снижается с ростом температуры. У жаропрочных сталей прочность снижается в несколько меньшей степени, хотя также имеется температура, выше которой прочность резко падает. Чем выше допустимая температура стенки, тем меньше разность температур между газом и стенкой и, следовательно, тем

меньший устанавливается тепловой поток, что выгодно во всех отношениях. При такой жаропрочной стенке можно либо повысить температуру газов со стороны стенки и снизить потери удельной тяги, либо снизить интенсивность наружного охлаждения и снизить тем самым гидравлические потери в охлаждающем тракте.

Рассмотрев взаимосвязь между теплопроводностью, толщиной стенки, материалом и пропускаемым тепловым потоком, необходимо остановиться на особенностях теплообмена на стороне стенки — жидкость.

Стационарный режим охлаждения характеризуется равенством между количеством тепла, пропускаемым стенкой и воспринимаемым охлаждающей жидкостью, что может быть записано приведенным ранее равенством

$$q = \alpha_{\text{ж}} (T_{\text{ст. ж}} - T_{\text{ж}}).$$

Отсюда можно оценить требования, предъявляемые к системе наружного охлаждения при приведенных выше значениях тепловых потоков, толщин стенок, теплопроводности и материала стенки.

Учитывая, что температура стенки со стороны жидкости нами принята вполне определенная (см. табл. 1) и полагая среднюю температуру жидкости в охлаждающем канале для высококипящих компонентов равной $t_{\text{ср. ж}} = 50^\circ \text{C}$ ($T_{\text{ср. ж}} = 323^\circ \text{K}$), получаем расчетную формулу для определения потребного значения коэффициента теплоотдачи от стенки в жидкость

$$\alpha_{\text{ж, потр}} = \frac{q}{(T_{\text{ст. ж}} - 323)} \quad (3.4.13)$$

Результаты расчета приведены в табл. 3.4.2. Как видно, при применении материалов типа медь — бронза потребное $\alpha_{\text{ж}} \approx (50—180) 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$, а при применении стали и латуни $\alpha_{\text{ж}} \approx (18—70) 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$, дюраль ввиду более низкой температуры стенки требует $\alpha_{\text{ж}} (40—100) 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

3.4.5. Охлаждающая способность некоторых компонентов и возможности охлаждения ими двигателя

Для оценки охлаждающих возможностей различных компонентов, омывающих стенку с различными скоростями, определим значение коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$ при различных скоростях течения для следующих характерных охладителей — компонентов топлива: азотной кислоты, четырехоксида азота, керосина, диметилгидразина и для сравнения определим $\alpha_{\text{ж}}$ для воды. Основные физические характеристики некоторых компонентов приняты из [33]. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$ определялся по общепринятой в теории теплообмена формуле

$$\alpha_{\text{ж}} = B \frac{(\gamma \omega)^{0,8}}{d^{0,2}}$$

$$B = 0,023 \underbrace{\left(\frac{3600^{0,4}}{9,81^{0,4}} \right)}_{0,244} \frac{\lambda^{0,6} C_{\text{ж}}^{0,4}}{\mu^{0,4}} \gg$$

где ω — скорость течения, м/сек ;

γ — удельный вес жидкости, кг/м^3 ;

λ — коэффициент теплопроводности жидкости, $\text{ккал/м} \cdot \text{час} \cdot \text{град}$;

μ — коэффициент вязкости жидкости, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$;

$C_{\text{ж}}$ — теплоемкость жидкости, $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$;

d — гидравлический диаметр канала, м.

В данном расчете принято значение $d = 2$ мм, как характерное значение для охлаждающих каналов.

Результаты расчета $\alpha_{ж}$ при нескольких значениях скорости охлаждающей жидкости приведены в таблице 3.4.3. Как видно из таблицы, охлаждающая способность различных жидкостей при одинаковой скорости течения значительно отличается друг от друга.

Т а б л и ц а 3.4.3.

Значения коэффициента теплоотдачи от стенки в жидкость $\alpha_{ж}$ при различных скоростях течения для некоторых жидкостей

Название охлаждающего компонента	Скорость течения w , м/сек								
	5	10	15	20	30	40	50	60	70
Вода	21600	37600	52000	65400	90500	113900	136200	157500	178300
Азотная кислота	10100	17600	24400	30700	42500	53400	63900	73900	83600
Четырехокись азота	16800	29200	40400	50900	70400	88600	105900	122500	138700
Керосин	5100	8800	12200	15300	21200	26700	31900	36900	41700
Несимметричный диметилгидразин	7000	12100	16800	21100	29200	36700	43900	50800	57500

Рассматривая выражение для $\alpha_{ж}$ можно выделить комплекс физических параметров жидкости

$$K = \frac{\lambda^{0,6} C_{ж}^{0,4}}{\mu^{0,4}}$$

от которого зависит охлаждающая способность жидкостей. Для некоторых охладителей значение этого комплекса в зависимости от температуры жидкости дано на рис. 3.4.13. Наилучшими охлаждающими свойствами обладает вода, которую можно принимать за некоторый эталон при сравнении охлаждающих свойств жидкостей. Более худшие возможности как охладители имеют четырехокись азота и азотная кислота, которые могут обеспечить коэффициент теплоотдачи, в 1,5—2,0 раза меньший по сравнению с водой. Значительно более слабыми охладителями по сравнению с водой и даже четырехокисью азота и азотной кислотой являются керосин и несимметричный диметилгидразин.

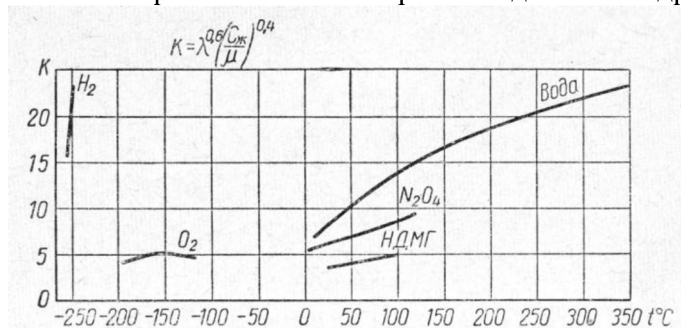


Рис. 3.4.13. Зависимость величины K от температуры для некоторых охладителей.

Последние обеспечивают получение $\alpha_{ж}$, более чем в три раза меньшие, чем на воде, и более чем в два раза меньшие по сравнению с азотной кислотой и четырехокисью азота. На коэффициент теплоотдачи значительно влияет скорость течения жидкости. Повышение скорости течения жидкости заметно увеличивает коэффициент теплоотдачи. На практике этой

зависимостью $\alpha_{ж}$ от w широко пользуются для сбалансирования теплопередачи. Однако из-за резкого возрастания гидравлического сопротивления величину скорости течения обычно ограничивают (50—60 м/сек). Следовательно все охлаждающие жидкости имеют вполне определенные охлаждающие способности, характеризующиеся некоторой максимальной величиной коэффициента теплоотдачи, соответствующего наибольшей скорости течения.

Рассмотрим теперь с этих позиций возможности обеспечения стационарного охлаждения стенки ЖРД, изготовленной из различных материалов и разной толщины.

На графике (рис. 3.4.14) нанесены два коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж}$. Первый коэффициент получен из условий обеспечения нормальной работы стенки — съема тепловых потоков, соответствующих различным материалам и толщинам стенки. Это так называемый потребный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж. \text{ потр.}}$. Пределы его значений для различных материалов рассчитаны выше. Второй коэффициент теплоотдачи получен из условия возможностей, которые имеют различные жидкости при различных скоростях течения. Это так называемый располагаемый коэффициент теплоотдачи $\alpha_{ж. \text{ расп.}}$, рассчитанный в табл. XI 1.3. Условие, при котором можно обеспечить нормальное охлаждение стенки двигателя, определяется соотношением

$$\alpha_{ж. \text{ расп.}} \geq \alpha_{ж. \text{ потр.}}$$

Рассмотрим возможности различных охладителей. Ограничивая максимальную скорость течения охладителя в рубашке величиной $w=50\text{—}60$ м/сек, можно установить:

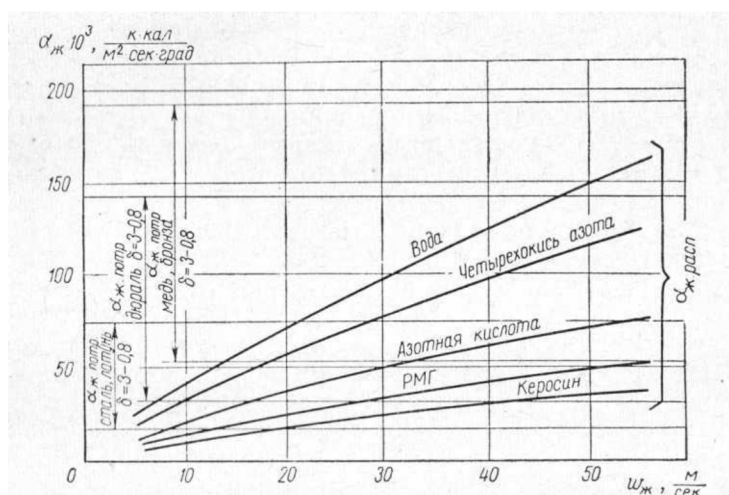


Рис. 3.4.14. Потребные и располагаемые коэффициенты теплоотдачи в жидкость.

1. При охлаждении горючим типа несимметричного диметилгидразина или керосина надежно охладятся будут стенки толщиной:

- медные $\delta = 3\text{—}4$ мм;
- бронзовые $\delta = 2,6\text{—}3,7$ мм;
- стальные (нерж.) $\delta = 1,2\text{—}1,7$ мм;
- дюралевые $\delta = 2,5\text{—}3,5$ мм.

2. При охлаждении окислителем типа четырехокси азота или азотной кислоты надежно охладятся будут стенки толщиной:

- медные $\delta = 1,3\text{—}2,1$ мм;
- бронзовые $\delta = 1,1\text{—}1,8$ мм;
- стальные (нерж.) $\delta = 0,5\text{—}0,8$ мм;
- дюралевые $\delta = 1,0\text{—}1,7$ мм.

3. Минимальные тепловые потоки будут «сниматься» в первом случае — $q = (11,1\text{—}15,3) \cdot 10^6$ ккал/м²·час, во втором случае — $q = (22,2\text{—}37) \cdot 10^6$ ккал/м²·час для всех материалов стенки, кроме дюралья. При дюралевых стенках тепловой поток ровно в два раза будет меньшим.

4. Стальные стенки практически эквивалентны медно-бронзовым при условии, что их толщина меньше более чем в два раза. В этих условиях использование стальных стенок предпочтительнее, поскольку при вдвое меньшей толщине стальная камера будет меньшей по весу, чем соответствующая медно-бронзовая камера.

Толщины охлаждаемых дюралевых стенок примерно соответствуют медным и бронзовым, но так как при этом «снимаются» вдвое меньшие тепловые потоки, то в этом отношении преимуществ они не имеют. Однако наименьший вес — за дюралевой камерой.

Из сказанного следует, что возможности компонентов топлива как охладителей весьма ограничены. В основном надежно могут быть охлаждены стальные и сравнительно толстые $\delta = (1,2—1,5)$ мм стенки. Тонкие стальные стенки с $\delta < 0,8$ мм охлаждаются труднее и не всеми компонентами. Что касается охлаждения тонких медных стенок, $\delta < 1$ мм, то последние в приведенном примере не обеспечиваются. То же самое относится и к стальным стенкам с толщинами $\delta < 0,4—0,5$ мм.

Приведенные здесь количественные данные, конечно, являются весьма приближенными. В каждом конкретном случае с учетом индивидуальных факторов эти цифры могут в ту или иную сторону изменяться. Например, принятые нами раньше температуры поверхностей стенки могут в известных пределах изменяться, что изменит и все остальные цифровые данные. Поэтому на приведенные данные надо смотреть как на осредненные, приблизительные данные, соответствующие порядку величины.

Из сказанного выше возникает вопрос: поскольку с ростом давления в камере сгорания и удельной тяги тепловые потоки значительно возрастают и, следовательно, тонкостенные стальные и медно-бронзовые конструкции представляют практический интерес, то каким образом можно обеспечить нормальное охлаждение стенки в тех случаях, когда имеет место неравенство $\alpha_{ж, потр} \gg \alpha_{ж, расп}$

Охлаждающая способность компонентов топлива, характеризуемая максимально возможным значением $\alpha_{ж, расп}$, как это следует из предыдущего, ограничена и определяется в основном физико-химическими свойствами компонентов и гидравлическими возможностями. Поэтому на практике повышение интенсивности охлаждения обеспечивается другими средствами — применением соответствующих конструктивных мероприятий. Как следует из теории теплообмена, если сделать конструкцию охлаждающего тракта с более развитой теплоотдающей поверхностью по сравнению с тепловоспринимающей, то можно при тех же указанных ранее недостаточных значениях $\alpha_{ж, расп}$ по сравнению с $\alpha_{ж, потр}$ обеспечить баланс по теплопередаче и тем самым обеспечить охлаждение тонкостенной конструкции. Увеличение теплоотдающей поверхности достигается за счет оребрения поверхности, омываемой охлаждающей жидкостью. В этих случаях охлаждающий тракт изготавливается с продольными перегородками — ребрами, хорошо соединенными со стенкой. Например, паяные конструкции камер сгорания из специальных профилей или трубок имеют большое количество продольных стенок — ребер. На любом участке камеры сгорания и сопла должен соблюдаться тепловой баланс: количество воспринимаемого стенкой тепла в единицу времени на данном участке должно равняться количеству отдаваемого тепла в охлаждающую жидкость, протекающую через данный участок. Это условие может быть записано в виде равенства

$$\Delta Q = q_{\Gamma} \Delta S_{\Gamma} = q_{ж} \Delta S_{ж}$$

где ΔQ — количество передаваемого тепла на участке газ — жидкость;

q_{Γ} — тепловой поток со стороны газа;

$q_{ж}$ — тепловой поток со стороны жидкости;

ΔS_{Γ} — поверхность со стороны газа;

$\Delta S_{ж}$ — поверхность со стороны жидкости.

В случае равенства поверхностей $\Delta S_{\Gamma} = \Delta S_{ж}$ имели $q_{\Gamma} = q_{ж} = q$ и далее определяли $\alpha_{ж, потр}$, значения которых рассматривались выше. Теперь в случае неравенства поверхностей, когда $\Delta S_{ж} > \Delta S_{\Gamma}$, имеем неравенство и тепловых потоков: $q_{ж} < q_{\Gamma}$:

$$\frac{q_{\Gamma}}{q_{ж}} = \frac{\Delta S_{ж}}{\Delta S_{\Gamma}}.$$

Короче говоря, величина теплового потока со стороны жидкости во столько раз меньше теплового потока со стороны газа, во сколько больше теплоотдающая поверхность по сравнению с тепловоспринимающей.

Определяя потребное значение коэффициента теплоотдачи в жидкость $\alpha_{ж, \text{потр}}$, нужно исходить не из больших значений теплового потока со стороны газа, а из уменьшенных значений теплового потока со стороны жидкости. Отсюда при оребренной стенке, когда имеет место неравенство $\Delta S_{ж} > \Delta S_{г}$, потребные значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж, \text{потр}}$ будут в соответствующее число раз меньше значения коэффициента теплоотдачи, найденного ранее из условия равенства поверхностей и которое обозначим теперь с индексом

$$\alpha_{ж, \text{потр}}^{\max}$$

Сказанное может быть записано в виде соотношения

$$\alpha_{ж, \text{потр}} = \alpha_{ж, \text{потр}}^{\max} \frac{\Delta S_{г}}{\Delta S_{ж}}.$$

Оценим теперь охлаждающие возможности компонентов при использовании эффекта оребрения.

Из приведенного ранее графика на рис. 3.4.14 следует, что керосин и диметилгидразин при максимальной скорости течения $w = 60 \text{ м/сек}$ могут обеспечить максимальный коэффициент теплоотдачи порядка $\alpha_{ж, \text{расп}} = (40—50) 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.град.}$

При стальной стенке с толщиной $\delta = 0,8 \text{ мм}$ мы имели максимальное потребное значение $\alpha_{ж, \text{потр}} = 70 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.град.}$ Отсюда, используя приведенное выше равенство, определяем необходимое развитие теплоотдающей поверхности по соотношению

$$\frac{\Delta S_{ж}}{\Delta S_{г}} = \frac{\alpha_{ж, \text{потр}}^{\max}}{\alpha_{ж, \text{потр}}} = \frac{70 \cdot 10^3}{(40—50) 10^3} = 1,8 — 1,4.$$

Увеличение теплоотдающей поверхности в 1,4—1,8 раза технически вполне возможно. Следовательно, охлаждение тонкостенных стальных конструкций камер сгорания и сопла возможно.

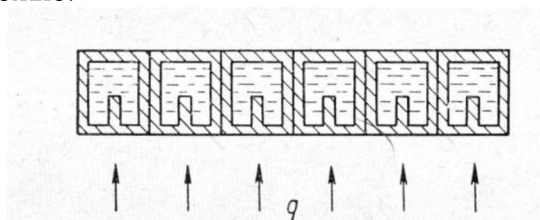


Рис. 3.4. 15. Охлаждающий тракт с развитой теплоотдающей поверхностью.

Значительно труднее обстоит дело с охлаждением тонкостенных медно-бронзовых стенок. При стенке с той же толщиной $\delta = 0,8 \text{ мм}$ получалось максимальное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{ж, \text{потр}}^{\max} = 170 \cdot 10^3$. При использовании керосина и диметилгидразина в качестве охладителей развитие поверхности со стороны жидкости должно быть сделано в отношении'

$$\frac{\Delta S_{ж}}{\Delta S_{г}} = \frac{170 \cdot 10^3}{(40—50) 10^3} = 4,2 — 3,4.$$

Сконструировать охлаждающий тракт с таким увеличением теплоотдающей поверхности дело очень трудное. Однако использование тонких стенок заставляет решать и такие трудные задачи. В качестве примера на рис. 3.4.15 приведены некоторые формы охлаждающих трактов с развитой теплоотдающей поверхностью.

3.4.6. Порядок расчета охлаждения двигателя

Под расчетом охлаждения двигателя будем понимать расчет, в результате которого получим распределение температур стенки и охлаждающей жидкости вдоль камеры сгорания и сопла. В результате анализа этих данных можно будет затем дать заключение о надежности охлаждения данного двигателя.

На практике расчет охлаждения носит, как правило, поверочный характер, т.е. рассчитывается охлаждение двигателя, конструктивные параметры которого уже известны. Затем по результатам расчета вносят соответствующие изменения в конструкцию — изменяют зазор охлаждающего тракта, подбирают новые толщины стенки, изменяют интенсивность пристеночного слоя и соотношение компонентов в нем и т.д. Иногда в результате поверочного расчета охлаждения приходится даже в корне менять конструкцию, например, вместо щелевой конструкции охлаждающего тракта в опасных зонах приходится устраивать спиральный тракт и т.д.

В некоторых случаях, когда требуется хотя бы приближенно подобрать необходимые параметры двигателя, приходится проводить и проектировочный расчет охлаждения.

Рассмотрим порядок расчета охлаждения ЖРД. Этот порядок пригоден как при поверочном, так и при проектировочном расчетах.

1. Вычерчивают в масштабе геометрические внутренние обводы камеры сгорания и сопла, как показано на рис. 3.4.16. Затем камеру и сопло разбивают на ряд участков, причем сопло, особенно его область критического сечения, делим на более мелкие участки. Сечения, которые делят камеру и сопло на участки, нумеруют по порядку и проставляют все геометрические размеры участков.

Эти данные вносят в таблицу, в которую в дальнейшем заносят все основные расчетные данные охлаждения по мере их вычисления.

В соответствующих графах вычисляют некоторые геометрические параметры, которые будут необходимы в дальнейшем:

$$f = \frac{F}{F_{кр}} \text{ — относительная площадь сечения сопла;}$$

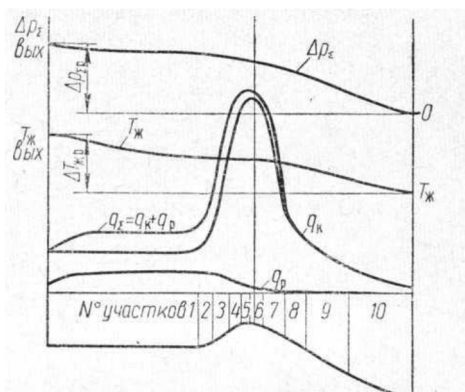


Рис. 3.4.16. Распределение параметров вдоль камеры и сопла $\Delta T_{ж,р}$ — подогрев жидкости в охлаждающей «рубашке»; Δp_p — гидравлическое сопротивление охлаждающей «рубашки»

$$\Delta S = \frac{\pi D}{\cos \gamma} \Delta x \text{ —}$$

боковая поверхность участка со стороны газов (тепловоспринимающая поверхность);

$$F_{охл} \text{ —}$$

площадь проходного сечения охлаждающего тракта (при поверочном расчете);

$$d_r = \frac{4F_{охл}}{\pi} \text{ — эквивалентный гидравлический диаметр.}$$

2. Определяют все исходные данные для расчета охлаждения, а также находят необходимые расчетно-экспериментальные зависимости.

Для определения конвективных тепловых потоков используют полученные выше «рабочие» соотношения для расчета коэффициента теплоотдачи:

а) со стороны газа

$$\alpha_k = A \frac{S}{T_{ог} - T_{ст}} \cdot \frac{p_k^{0,8}}{d_{кр}^{0,2}} \cdot \frac{\sigma}{f^{0,9}}; \quad (3.4.15)$$

б) со стороны жидкости

$$\alpha_{ж} = 0,023 \frac{c_{ж}^{0,4} \lambda^{0,6}}{\mu^{0,4}} \left(\frac{G}{F} \right)^{0,8} \frac{1}{d_r^{0,2}} \left(\frac{3600^{0,4}}{9,81^{0,4}} \right). \quad (3.4.16)$$

Поэтому вверху таблицы расчета охлаждения помещают следующие данные:

p_k — давление в камере сгорания, *атм*;

$d_{кр}$ — диаметр критического сечения, *мм*;

$\alpha_{ст}$ — коэффициент избытка окислителя возле стенки (при проекторочном расчете

$\alpha_{ст} = 0,3-0,4$);

$T_{ог}$ — температуру торможения газов возле стенки (соответствует $\alpha_{ст}$);

S — функцию физико-термодинамических свойств топлива и продуктов сгорания в пристеночном слое, определяемую родом топлива, $\alpha_{ст}$, $T_{ст}$;

$$\frac{T_{ст.г}}{T_{ог}}$$

— температурный фактор. В первом приближении температуру стенки можно принять $T_{ст.г} = 1000^\circ \text{K}$;

$G_{охл}$ — секундный расход охлаждающего компонента;

$T_{нач}$ — начальную температуру охлаждающего компонента. Наконец, для расчета необходимо иметь рабочие графики зависимости

$$\mu = \mu(T);$$

$$\lambda = \lambda(T);$$

$$c_{ж} = c_{ж}(T);$$

$$\gamma = \gamma(T),$$

для данного компонента, принятого в качестве охладителя.

Вместо зависимостей μ , λ , $c_{ж}$ можно использовать зависимость, которая на рис. 3.4.13 была приведена для некоторых компонентов.

$$K = \frac{c_{ж}^{0,4} \lambda^{0,6}}{\mu^{0,4}} = K(T),$$

Для вычисления функции S предварительно необходимо произвести термодинамический расчет горения компонентов топлива, взятых при коэффициенте избытка окислителя в пристеночном слое — $\alpha_{ст}$ и давлении в камере — p_k

В результате термодинамического расчета необходимо определить:

1. Температуру горения — $T_{ог}$.

2. Равновесный состав продуктов сгорания, характеризуемый парциальными давлениями составляющих газов — p_i . Если коэффициент избытка окислителя в пристеночном слое выбран достаточно высоким и температура $T_{ог}$ получается больше $2200-2300^\circ \text{K}$, то среди продуктов сгорания появятся и продукты диссоциации. В этом случае необходимо определить еще состав продуктов сгорания при отсутствии диссоциации, который будет непосредственно на стенке.

Таким образом, в самом общем случае для углеводородно-азотнокислотного топлива продукты сгорания в пристеночном слое будут содержать:

а) при $T_{ог}$ — равновесный состав с диссоциацией

H_2O , CO_2 , H_2 , CO , N_2 , O_2 , H , O , OH , N , NO ;

б) при $T_{ст}$ — равновесный состав без диссоциации

H₂O, CO₂, H₂, CO, N₂.

Если $T_{ог} < 2200\text{—}2300^\circ \text{ К}$, состав продуктов сгорания можно принимать неизменным как при $T_{ог}$, так и при $T_{ст}$ и соответствующего составу без диссоциации.

3. Разность энтальпий $I_{ог} - I_{ст}$ может быть вычислена согласно термодинамическим соотношениям по формуле

$$I_{ог} - I_{ст} = \frac{1}{p_k} \left[\frac{1}{m_{см.ог}} \sum (I_i p_i)_{ог} - \frac{1}{m_{см.ст}} \sum (I_i p_i)_{ст} \right] \frac{\text{ккал}}{\text{кг}},$$

где $(I_i p_i)_{ог}$ — полная энтальпия, ккал/моль, парциальное давление i -го компонента при $T_{ог}$;

$(I_i p_i)_{ст}$ — то же, при $T_{ст}$;

$m_{см.ог}$ и $m_{см.ст}$ — кажущийся молекулярный вес продуктов при $T_{ог}$ и $T_{ст}$.

Если диссоциация в пристеночном слое отсутствует, то $m_{см.ог} = m_{см.ст} = m_{см}$ и формула подсчета разности энтальпий упрощается

$$I_{ог} - I_{ст} = \frac{1}{p_k m_{см}} \sum (I_{ог} - I_{ст})_i p_i \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}.$$

4. Величина молекулярной вязкости продуктов сгорания в пристеночном слое μ вычисляется по соотношению

$$\mu_i = \sum \mu_i g_i,$$

где μ_i и g_i — молекулярная вязкость и весовая доля i -го компонента продуктов сгорания. Учитывая, что в формулу функции S входит произведение $(g\mu)$, а весовая доля g_i равна

$$g_i = \frac{m_i}{m_{см}} \cdot \frac{p_i}{p_{см}},$$

то расчетная формула получается следующей:

$$g\mu = \frac{1}{p_k m_{см}} \sum (g\mu)_i m_i p_i.$$

Значения молекулярной вязкости $(g\mu)_i$ для основных компонентов продуктов сгорания, встречающихся в пристеночном слое, даны ниже в таблице при температуре $T = 600^\circ \text{ К}$ и давлении $p = 1 \text{ атм}$.

№ пп	Газообразные продукты	$T^\circ \text{ К}$	$g\mu \text{ кг/м.сек}$	Pr
1	Водород H ₂	600	$14,28 \cdot 10^{-6}$	0,668
2	Кислород O ₂	600	$33,91 \cdot 10^{-6}$	0,704
3	Азот N ₂	600	$29,11 \cdot 10^{-6}$	0,686
4	Углекислый газ CO ₂	600	$26,83 \cdot 10^{-6}$	0,668
5	Оксид углерода CO	600	$29,61 \cdot 10^{-6}$	0,724
6	Водяной пар H ₂ O	600	$20,68 \cdot 10^{-6}$	0,986

Значения вязкости при температуре пристеночного слоя T_0 можно вычислить по формуле

$$g\mu = g\mu_{T=600} \left(\frac{T_{ог}}{600} \right)^{0,7}.$$

5. Входящее в формулу число Pr для продуктов сгорания можно с достаточной точностью принимать постоянным и равным $Pr = 0,71$.

Таким образом, определив из термодинамического расчета состав продуктов сгорания и температуру пристеночного слоя и используя приведенные выше соображения, нетрудно рассчитать функцию S для любого конкретного случая.

Заметим здесь, что при организации внутреннего охлаждения от специального пояса завесы, через который на стенку подается горючее, схема расчета охлаждения остается неизменной.

В самом деле, защитное действие завесы состоит в том, что, начиная с пояса, вниз по течению со стенкой соприкасается более низкотемпературная среда, чем раньше, — сначала сама жидкая пленка, затем ее пары и далее продукты перемешивания и выгорания пристеночного слоя и паров завесы.

Поэтому при расчете охлаждения с завесой достаточно лишь вычислить функцию S и температуру в пристеночном слое $T_{ог}$ с учетом изменившегося соотношения компонентов в пристеночном слое в результате его перемешивания с горючим от завесы.

В первом приближении можно считать, что горючее завесы равномерно перемешивается с пристеночным слоем, организованным от головки. В этом случае, если $x_{ст}$ — соотношение компонентов в пристеночном слое от головки; $x_{ст. зав}$ — соотношение компонентов в пристеночном слое после его равномерного перемешивания с горючим завесы, то нетрудно получить следующую формулу для вычисления $x_{ст. зав}$, по которой вычисляются функция S и температура $T_{ог}$:

$$x_{ст. зав} = \frac{x_{ст}}{1 + (x_{ст} + 1) \frac{\xi_{зав}}{\xi_{ст}}}$$

где

$$\xi_{зав} = \frac{G_{зав}}{G_{сек}};$$

$$\xi_{ст} = \frac{G_{ст}}{G_{сек}};$$

$G_{зав}$ — секундный расход горючего в поясе завесы;

$G_{ст}$ — секундный расход топлива (горючее и окислитель) в пристеночном слое, организованном от головки;

$G_{сек}$ — полный секундный расход топлива через камеру сгорания.

6. Приступают к вычислению конвективных тепловых потоков. При расчете конвективных тепловых потоков предварительно рекомендуется принять температуру стенки со стороны газа равной ее некоторому минимальному значению. Например, для стальной стенки $T_{ст.г} = 1000^\circ \text{ К}$. В действительности эта температура окажется несколько большей. Поэтому в расчете первого приближения получают значения теплового потока большие, чем они будут в действительности.

В дальнейшем вносят соответствующие уточнения и в конце концов получают действительные значения тепловых потоков и температуру стенки. Такой прием значительно упрощает расчет.

Расчетной формулой для вычисления конвективного коэффициента теплоотдачи может служить приведенное ранее соотношение

$$\alpha_k = A \frac{S}{T_{ог} - T_{ст}} \cdot \frac{p_k^{0,8}}{d_{кр}^{0,2}} \cdot \frac{\sigma}{f^{0,9}};$$

Конвективный тепловой поток

$$q_k = \alpha_k (T_{ог} - T_{ст.г}).$$

В соответствии с изменением по длине сопла геометрического параметра f , используя газодинамические функции, находят коэффициент σ . Отношение температур $T_{ст.г}/T_{ог}$ в данном случае известно. Таким образом, участок за участком, последовательно находят распределение по длине сопла коэффициента конвективной теплоотдачи и конвективного теплового потока.

Конвективный тепловой поток вдоль камеры сгорания принимают постоянным и равным его величине на входе в сопло.

Все данные заносят в таблицу и затем вычерчивают распределение q_k вдоль камеры и сопла, как показано на рис. 3.4.16.

7. После расчета конвективных тепловых потоков определяют радиационные тепловые потоки.

В качестве расчетной формулы применяют, например, соотношение (3.4.7)

$$q_p = \varepsilon_{\text{ст}} \varepsilon_r c_0 \left(\frac{T_k}{100} \right)^4.$$

Степень черноты стенки принимают равной $\varepsilon_{\text{ст}} = 0,8$. Излучательную способность газа ε_r определяют, например, по соотношению

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}},$$

в котором величины $\varepsilon_{\text{CO}_2}$, $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ и $\beta \approx 0,9$ могут быть определены по графикам (см. рис. 3.4.2, 3.4.3); T_k — температура горения в камере сгорания, соответствующая среднему соотношению компонентов.

Как уже указывалось, радиационный тепловой поток в камере сгорания ввиду наличия неоднородностей в распределении температуры и состава складывается из целого рода составляющих: излучений и взаимных поглощений различных по температуре и составу неоднородностей. Однако ввиду сложности расчета и малой доли радиационного теплового потока в общем тепловом потоке можно в среднем считать радиационный тепловой поток как излучение газа, соответствующего по составу и температуре среднему соотношению компонентов в камере сгорания.

Вычислив радиационный тепловой поток в камере сгорания, распределение его вдоль сопла и возле головки определяют по приведенным ранее приближенным рекомендациям (глава 3).

Построив кривую q_p , снимают с нее значения q_p на соответствующих участках сопла и вносят в таблицу.

8. После нахождения конвективных и радиационных тепловых потоков производят построение кривой распределения суммарных тепловых потоков вдоль камеры сгорания и сопла, как показано на рис. 3.4.16.

$$q_{\Sigma} = q_p + q_k$$

9. Как при проектировочном, так и при поверочном расчетах следующим этапом является предварительное определение температуры подогрева жидкости. На элементарном участке

$$\Delta T = \frac{1}{3600 G_{\text{охл}} c_{\text{ж}}} q_{\Sigma} \Delta S, \quad (3.4.17)$$

где $G_{\text{охл}}$, $c_{\text{ж}}$ — секундный расход и теплоемкость охлаждающей жидкости;

ΔS — элемент боковой поверхности данного элементарного участка.

Этот элемент боковой поверхности легко вычисляется через элемент длины в осевом направлении

$$\Delta S = \frac{\pi D}{\cos \gamma} \Delta x, \quad (3.4.18)$$

где γ — угол между касательной к контуру и осью двигателя.

Подставляя (3.4.18) в (3.4.17) и интегрируя в пределах $x = x_0$ координата ввода жидкости в охлаждающую рубашку, например, срез сопла), получим

$$T_{\text{ж}} = T_{\text{ж.нач}} + \frac{1}{3600 G_{\text{охл}}} \int_{x_0}^x q_{\Sigma} \frac{\pi D}{\cos \gamma} dx, \quad (3.4.19)$$

где $T_{\text{ж.нач}}$ — начальная температура охлаждающей жидкости на входе в охлаждающую рубашку ($x = x_0$)

Интегрирование следует вести графическим путем по участкам, на которые мы разбили камеру сгорания и сопло.

Зависимостью теплоемкости жидкости от ее температуры в некоторых случаях можно пренебречь (когда имеет место слабая зависимость $c_{ж}$ от температуры).

Однако учет зависимости $c_{ж}$ особого труда не представляет, хотя расчет несколько усложняется:

а) сначала производят расчет распределения $T_{ж}$ при некотором $c_{ж} = \text{const}$;

б) затем, имея распределение $T_{ж}$ и по графику зависимости $c_{ж}(T)$ получив распределение по участкам величины $c_{ж}$, повторяют расчет $T_{ж}$.

После того как получили распределение температуры жидкости вдоль камеры и сопла, можно определить температуру охлаждающей жидкости на выходе из рубашки. Эта температура не должна быть выше температуры кипения или разложения жидкости. Причем, поскольку тепловой поток был определен при минимальной температуре стенки ($T_{ст.г} = 1000^\circ \text{K}$), то полученная выше температура подогрева охлаждающей жидкости является максимальной. В действительности она будет несколько меньше.

Если температура жидкости на выходе не превышает температуры кипения или разложения, то это означает, что наша жидкость способна воспринимать все проходящее через стенку тепло и обеспечить удовлетворительное охлаждение стенок камеры.

Если температура жидкости на выходе выше температуры кипения или разложения, то охладитель не в состоянии воспринять все тепло, которое отдается в стенки. Иначе говоря, здесь условие теплового баланса не удовлетворяется и такая камера сгорания не может быть охлаждена данным расходом данной охлаждающей жидкости.

Заметим, что температура кипения или разложения в значительной степени определяется давлением, поэтому допустимые температуры необходимо определять с учетом величины давления, под которым находится охлаждающая жидкость в охлаждающем тракте.

Если температура подогрева охладителя окажется выше допустимой, то приходится принимать специальные меры по снижению тепловых потоков. Это может быть достигнуто:

а) уменьшением пристеночного соотношения компонентов путем соответствующей перекomпоновки форсунок на головке или установкой специальных поясов завесы;

б) применением для стенки материалов, допускающих более высокие температуры нагрева (в этом случае тепловой поток будет ниже);

в) заменой одного охлаждающего компонента другим, который либо по своим охлаждающим свойствам, либо по расходу является более пригодным (например, замена горючего на окислитель или наоборот);

г) использованием для охлаждения обоих компонентов (примеры таких двигателей имеются).

После того как добились удовлетворительного теплового баланса, переходят к следующему этапу расчетов.

Следующие десятый этап и затем одиннадцатый производят только при проектировочном расчете. При поверочном переходят к двенадцатому.

10. Определяют температуру поверхности стенки со стороны

жидкости $T_{ст. ж}$. Для этого используют известное уравнение теплопроводности для твердой стенки

$$q = \lambda \frac{\Delta T}{\delta},$$

которое для стенки толщиной δ может быть записано в следующем виде:

$$T_{ст. ж} = T_{ст. г} - \frac{\delta}{\lambda} q_{\Sigma}.$$

(3.4.19)

Расчет ведут по участкам, на которые разбили камеру сгорания, беря q_{Σ} как среднее для каждого данного участка. При этом расчете необходимо учитывать зависимость коэффициента теплопроводности материала стенки λ от температуры стенки, приведенные для некоторых материалов в таблицах 3.4.4. и 3.4.5.

За определяющую температуру стенки следует брать среднюю между температурами «горячей» и «холодной» поверхностей.

Полученные значения температуры $T_{ст. ж}$ вписывают в соответствующую графу таблицы.

Для обеспечения надежного охлаждения камеры и сопла требуется, чтобы на стенке со стороны жидкости не образовывалось зон с устойчивым кипением или разложением охлаждающего. К сожалению, в настоящее время в литературе нет достаточных данных для выбора допускаемых температур стенки со стороны жидкости.

Т а б л и ц а 3.4.4

Коэффициент теплопроводности сталей λ , ккал/м. час. град в зависимости от температуры

Наименование и марка стали	Температура, °C						
	100	200	300	400	500	600	700
Углеродистая: 15	46,8	43,2	39,6	36,0	32,4	28,2	-
30	43,2	39,6	36,0	32,4	28,8	25,2	-
Молибденовая 15 М, 20 М 0,5% Мо	36	-	-	-	-	-	-
Хромомолибденовая 22 ХМ, 1% Cr, 0,5% Мо	32,4	30,6	28,8	-	-	-	-
ЭИ107 10% Cr, 0,8% Мо	15,8	-	18,7	-	-	21,2	18,9
Хромоникельвольфрамовая жаростойкая ЭИ69: 13-15% Cr, 13-15% Ni, 2-2,8% W	13,3	-	15,6	-	-	18,2	18,9
Хромистая нержавеющая ЭЖ-1: 15% Cr, 12-14% Cr, 0,5% Mn	19,3	18,2	-	20,2	-	18,9	-
Хромоникелевая кислото- упорная нержавеющая ЭЯ1-Т: 18% Cr, 9% Ni	13,4	-	16,7	-	-	20,3	21,3

Во всяком случае, допускаемая температура стенки зависит как от физических свойств самой жидкости, так и от гидродинамических параметров течения — скорости движения, типа и характера охлаждающего тракта, материала стенки и т. д.

Ориентировочно можно считать, что надежное охлаждение требует, чтобы температура стенки не превышала температуры кипения жидкостей больше, чем на 100—150 градусов. Что касается допустимой температуры стенки в случае, если охладитель разлагается (например, перекись водорода, гидразин и т. п.), то здесь к назначению допустимых температур перегрева стенки надо подходить очень осторожно, используя соответствующие экспериментальные данные.

Если в результате расчета окажется, что имеются участки, где температура стенки со стороны жидкости превышает допустимую температуру перегрева, то необходимо будет принять меры к ее снижению.

Для этого следует либо уменьшить тепловые потоки (например, усилив внутреннее охлаждение), либо соответствующим образом подобрать материал и толщины стенки. В тех случаях, когда изменяется тепловой поток, расчет необходимо провести заново.

Таким образом, в конце концов надо добиться, чтобы температура стенки со стороны жидкости не превышала допустимой температуры перегрева для данной жидкости.

Таблица 3.4.5

Влияние температуры на коэффициент теплопроводности металлов и сплавов
 λ ккал/м. час. град

	Температура, °C							Точка плавления, °C
	0	100	200	300	400	500	600	
Алюминий	174	177	197	234	274	319	364	649
Латунь (90-10)	88	101	115	128	143	155	168	1050
Латунь (70-30)	91	94	95	98	100	103	104	940
Латунь (67-33)	86	92	97	104	110	116	130	940
Латунь (60-40)	91	103	118	131	145	160	172	894
Медь чистая	337	331	327	322	315	311	307	1080
Никель	50,6	50,3	49,2	48,9	47,8	47,5	46,2	1450
Олово	54	51	46	-	-	-	-	231
Свинец	29,8	29,5	28,3	27,4	-	-	-	345
Серебро	364	358	353	348	344	339	334	960
Сталь (мягкая)	54	49	45	40	36	31	27	1530
Тантал (при 18°C)	47	-	-	-	-	-	-	2900
Цинк	97	92	88	84,5	80	-	-	419
Чугун	43	42	30	34	48	67	82	1200
Чугун с высоким содержанием кремния	45	-	-	-	-	-	-	1260

11. Переходят к определению необходимых скоростей течения жидкости и проходных сечений охлаждающего тракта.

Необходимый коэффициент теплоотдачи от стенки в жидкость

$$\alpha_{ж} = \frac{q_{\Sigma}}{T_{ст. ж} - T_{ж}} \quad (3.4.20)$$

По этому соотношению величины поверхностей стенки, воспринимающей и отдающей тепло, равны.

Во многих случаях эти поверхности не равны. Например, при охлаждающем тракте камеры сгорания, спаянной из профилированных трубок или с помощью продольных проставок, имеется более развитая охлаждаемая поверхность стенки по сравнению с воспринимаемой тепло поверхностью, так как продольные элементы конструкции в этих случаях играют роль охлаждаемых ребер.

Наличие так называемого эффекта оребрения стенки, как известно, улучшает условия охлаждения. Это явление учитывается введением в соотношение (XI 1.20) коэффициента эффективности оребрения

$$\alpha_{ж} = \frac{q_{\Sigma}}{T_{ст. ж} - T_{ж}} \cdot \frac{1}{\xi_p}, \quad (3.4.21)$$

где величина коэффициента эффективности оребрения ξ_p :

$$\xi_p = \frac{\Delta S_{ж.эф}}{\Delta S_r},$$

где ΔS_r — величина поверхности, воспринимающей тепло со стороны газов;

$\Delta S_{ж.эф}$ — эффективная величина поверхности, отдающая тепло в жидкость.

Эффективная величина поверхности отличается от геометрической, омываемой жидкостью (это некоторая условная величина поверхности со стороны жидкости, которая имеет одинаковую температуру стенки).

Эту величину для конкретного случая конструкции можно приближенно вычислить, используя решение задачи о теплоотдаче ребра, разработанной в теплотехнике.

В теплотехнике [36] выводится соотношение для количества тепла, отдаваемого ребром и в окружающую среду. Это соотношение для условий охлаждения ЖРД можно записать в следующем виде:

$$Q_p = 2\alpha_{ж} l (T_{ст. ж} - T_{ж}) \frac{th(\mu h)}{\mu}, \quad (3.4.22)$$

$$\mu^2 = \frac{2\alpha_{ж}}{\lambda_p \delta_p}; \quad (3.4.23)$$

где

$\lambda_{ж}$, $\delta_{ж}$, h — теплопроводность материала, толщина и высота ребра;

l — длина образующей участка.

Рассматривая баланс тепла, воспринимаемого «газовой» поверхностью и отдаваемого оребренной поверхностью в охлаждающую жидкость, можно написать

$$q_{\Sigma} \Delta S = \alpha_{ж} \Delta S (T_{ст. ж} - T_{ж}) + n_p Q_p. \quad (3.4.24)$$

Здесь n_p — число ребер по периметру участка. Подставляя (3.4.22), получим

$$q_{\Sigma} = \alpha_{ж} (T_{ст. ж} - T_{ж}) \left[1 + n_p \frac{2}{\pi D} \frac{th(\mu h)}{\mu} \right].$$

Здесь $\Delta S = \pi D l$; D — средний диаметр участка.

Учитывая, что $\frac{\pi D}{n_p} = t$ — средний шаг между ребрами на данном участке, окончательно получаем

$$\alpha_{ж} = \frac{q_{\Sigma}}{T_{ст. ж} - T_{ж}} \cdot \frac{1}{1 + 2 \frac{h}{t} \frac{th(\mu h)}{\mu h}}. \quad (3.4.25)$$

Сопоставляя теперь равенство (3.4.25) с (3.4.21) видно, что коэффициент эффективности оребрения

$$\xi_p = 1 + 2 \frac{h}{t} \frac{th(\mu h)}{\mu h}, \quad (3.4.26)$$

по которому нетрудно произвести соответствующие вычисления.

Напомним, что гиперболический тангенс, если нет соответствующих таблиц, вычисляется по формуле

$$th x = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи от стенки в жидкость производим по приведенной ранее формуле Нуссельта

$$\alpha_{ж} = B \frac{G_{охл}^{0,8}}{F_{охл}^{0,8} d_{\Gamma}^{0,2}}, \quad (3.4.27)$$

где $B = 0,023 \frac{3600^{0,4}}{9,81^{0,4}} \frac{\lambda_{ж}^{0,6} c_{ж}^{0,4}}{\mu_{ж}^{0,4}}$ — функция, зависящая только от физических параметров

жидкости;

$G_{охл}$ — секундный расход жидкости;

$F_{охл}$ — площадь проходного сечения, m^2 ;

d_{Γ} — гидравлический диаметр сечения, ж.

Эта величина выражается, как известно, отношением учетверенной площади проходного сечения к полному периметру.

Приравнивая потребный коэффициент теплоотдачи, получаемый из соотношения (3.4.21), к коэффициенту теплоотдачи, получаемому из формулы (3.4.27), т.е. определенному гидродинамикой течения и свойствами жидкости, можно получить формулу для определения необходимого проходного сечения

$$F_{\text{охл}} = G_{\text{охл}} \left[\frac{B (T_{\text{ст. ж}} - T_{\text{ж}})}{q_{\Sigma} d_{\Gamma}^{0,2} \xi_{\text{p}}} \right]^{1,25} \quad (3.4.28)$$

и далее скорость течения жидкости

$$W = \frac{G_{\text{охл}}}{\gamma F_{\text{охл}}}.$$

После проведения расчета необходимых проходных сечений охлаждающего тракта и скоростей течения жидкости в ряде случаев может оказаться, что либо получаемый зазор слишком мал (т.е. технологически очень трудно выполним), либо скорость течения жидкости слишком велика (большое гидравлическое сопротивление охлаждающего тракта).

В таких случаях необходимо или провести ряд конструктивных мероприятий, как, например, перейти от щелевого тракта к спиральному, или принять меры к уменьшению тепловых потоков.

Проведя расчеты по пп. 10 и 11, обеспечивают так называемое местное условие теплоотвода.

При проверочном расчете расчеты по этим пунктам не производят, так как конструктивные размеры охлаждающего тракта уже даны.

При проектировочном расчете, благодаря проделанным с самого начала расчетам, в конце концов выявляют окончательный вариант охлаждения двигателя, т.е. назначают тип охлаждающего тракта, зазоры, материал и толщину стенки, скорость течения, жидкость и, наконец, выбирают интенсивность внутреннего охлаждения. Последнее особенно важно, так как только после этих данных можно окончательно спроектировать рабочий процесс в камере сгорания: мощность пристеночного слоя, специальные пояса завесы, оценить потери в камере сгорания.

После того как намечен окончательный вариант охлаждения, уточняют проделанные расчеты и определяют действительные тепловые потоки и температуры стенки на каждом участке,

12. Следующим, двенадцатым, этапом при проектировочном расчете и десятым этапом при проверочном расчете является определение действительных значений тепловых потоков и температуры стенки.

Расчет сводится к тому, чтобы найти условия, при которых тепловой поток, попадающий на стенку со стороны газов, будет равен тепловому потоку, который воспринимается жидкостью при заданных гидродинамических условиях течения жидкости.

При неизменном режиме работы двигателя конвективный тепловой поток, попадающий на стенку со стороны газов, зависит только от температуры стенки. Отсюда, используя соотношение (3.4.15), можно написать

$$\frac{q_{\text{к}}}{q_{\text{к } 1000}} = \frac{T_{\text{го}} - T_{\text{ст. г}}}{T_{\text{го}} - 1000} \quad (3.4.29)$$

Здесь $q_{\text{к } 1000}$ — конвективный тепловой поток, вычисленный при принятой в п. 3 настоящей параграфа температуре стенки, $T_{\text{ст. г}} = 1000^\circ \text{К}$.

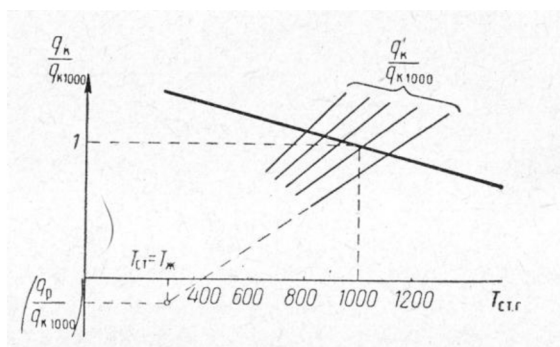


Рис.3.4.17. Вспомогательный график к определению действительных значений q_k и $T_{ст.г}$

На практике обычно задаются несколькими температурами стенки со стороны газа: $T_{ст.г} = 1400, 1200, 800^\circ \text{К}$. По этим данным вычисляют отношения тепловых потоков

$$\frac{q_{k800}}{q_{k1000}}; \frac{q_{k1200}}{q_{k1000}}; \frac{q_{k1400}}{q_{k1000}} \quad (3.4.30)$$

и затем строят график зависимости $q_k / q_{k1000} = F(T_{ст.г})$, как показано на рис. 3.4.17.

С другой стороны, при данных $\alpha_{ж}$ и $T_{ж}$ можно написать

$$q'_k + q_p = \frac{T_{ст.г} - T_{ж}}{\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{ж}\epsilon_p}}, \quad (3.4.31)$$

где q'_k — конвективный тепловой поток, который может быть пропущен в стенку.

Отнесем равенство (3.4.31) к конвективному тепловому потоку, рассчитанному при температуре стенки $T_{ст} = 1000^\circ \text{К}$:

$$\frac{q'_k}{q_{k1000}} = \left(\frac{T_{ст.г} - T_{ж}}{\frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{ж}\epsilon_p}} - q_p \right) \frac{1}{q_{k1000}}. \quad (3.4.32)$$

По этой формуле, задаваясь значениями температуры стенки $T_{ст.г}$ и далее вычисляя по формуле (3.4.27) величину $\alpha_{ж}$ на данном участке, можно построить зависимость

$$\frac{q'_k}{q_{k1000}} = F(T_{ст.г}). \quad (3.4.33)$$

При этом, поскольку эта зависимость является линейной (см. формулу 3.4.32), то достаточно вычислить две точки и провести между ними прямую.

Удобно для одной из точек условно брать значения $T_{ст.г} = T_{ж}$ тогда

$$\left(\frac{q'_k}{q_{k1000}} \right)_{T_{ст.г} = T_{ж}} = - \frac{q_p}{q_{k1000}}.$$

В первом приближении следует принимать для $T_{ж}$ значения температур, полученных при расчете по п. 6.

Таким образом, для каждого участка, на которые мы разбили камеру и сопло, на график, приведенный на рис. 3.4.17, наносят прямую линию, изображающую зависимость (ХП.32 $q'_k / q_{k1000} = F(T_{ст.г})$), при принятом выше значении распределения $T_{ж}$. Очевидно, что в точке пересечения, где

$$\frac{q_k}{q_{k1000}} = \frac{q'_k}{q_{k1000}},$$

получают действительное значение конвективного теплового потока

$$q_k = \left(\frac{q'_k}{q_{k1000}} \right) q_{k1000},$$

и одновременно значение температуры «горячей» поверхности стенки $T_{\text{ст. г.}}$. Затем определяют действительное значение суммарного теплового потока

$$q_{\Sigma} = q_k + q_p,$$

и температуру «холодной» поверхности стенки

$$T_{\text{ст. ж.}} = T_{\text{ст. г.}} - \frac{\delta_{\text{ст.}}}{\lambda_{\text{ст.}}} q_{\Sigma}.$$

При желании еще более уточнить расчет можно провести расчет следующего, третьего по счету приближения — рассчитать снова по 6 распределение температуры жидкости, исходя из полученных выше тепловых потоков и дальше по этому пункту определить новые значения q_{Σ} , $T_{\text{ст. г.}}$, $T_{\text{ст. ж.}}$

Однако при практических расчетах вполне достаточно ограничиться вторым приближением. Все полученные данные заносят в таблицу.

Если добились того, что температура стенки со стороны жидкости не превышает допустимые температуры перегрева стенки с точки зрения недопущения кипения или разложения охлаждающей жидкости и, кроме того, температура стенки со стороны газов также не превышает допустимую температуру с точки зрения прочности данного материала стенки, то можно считать, что камера сгорания имеет вполне надежное охлаждение.

В заключение расчета охлаждения следует еще определить гидравлическое сопротивление охлаждающего тракта.

13. Определение гидравлического сопротивления и местных сопротивлений охлаждающего тракта камеры сгорания, возникающее при обтекании различных выступающих в потоке элементов, а также при различных резких изменениях режима течения.

Сопротивление трения может быть вычислено по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \xi \frac{l}{d_r} \frac{\gamma w^2}{2g} 10^{-4} \text{ атм},$$

где l — длина канала;

γ, w — удельный вес и скорость течения охлаждающей жидкости;

d_r — гидравлический диаметр;

ξ — коэффициент сопротивления.

Коэффициент сопротивления может быть определен по известной эмпирической зависимости Конакова, применяемой в широком диапазоне чисел Re :

$$\xi = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2}.$$

Если требуется большая точность расчета гидравлического сопротивления, то желательно коэффициент трения вычислить с учетом шероховатости стенок канала.

Определение местных сопротивлений производится по формуле

$$\Delta P_{\text{м. i}} = \xi_{\text{м. i}} \frac{\gamma w^2}{2g}.$$

где $\xi_{\text{м. i}}$ — коэффициент местного сопротивления.

Эта величина в соответствии с конкретным видом местного сопротивления берется в соответствующих гидравлических справочниках.

После подсчета сопротивления трения и всех местных сопротивлений на данном участке находят общее сопротивление

$$\Delta P_{\Sigma i} = \Delta P_{\text{тр}} + \sum_{j=0}^m \Delta P_{\text{м. i}},$$

где i — номер участка;

$j = m$ — число местных сопротивлений на данном участке.

Так, последовательно, по участкам, определяют величину $\Delta P_{\Sigma i}$, которая записывается в соответствующую графу таблицы. Наконец, суммируя сопротивление по участкам

$$\Delta P_{\Sigma} = \sum_{i=0}^n \Delta P_{\Sigma i},$$

находим полное сопротивление всего охлаждающего тракта.

Распределение ΔP_{Σ} по длине камеры и сопла показано на рис. 3.4. 16.

Глава 4. Современные тенденции расчета и проектирования систем охлаждения ДЛА

При расчете и проектировании систем охлаждения современных двигателей широко используются CAD/CAE – технологии, на базе таких пакетов программ как FLUENT.

На примере элементов системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания, таких как радиатор и насос можно рассмотреть процесс моделирования тепловых и газодинамических потоков. Данное моделирование должно производиться на основе результатов расчета системы охлаждения в соответствии методикой, описанной в разделе 3.1., посвященном поршневым двигателям.

После выполнения расчетов и построения схемы профиля лопатки насоса создается расчетная модель в какой-либо CAD-программе (например, Компас, SolidWorks). На рисунке 4.1 показан результат построения геометрической модели в программе Solid Works по заданным параметрам.

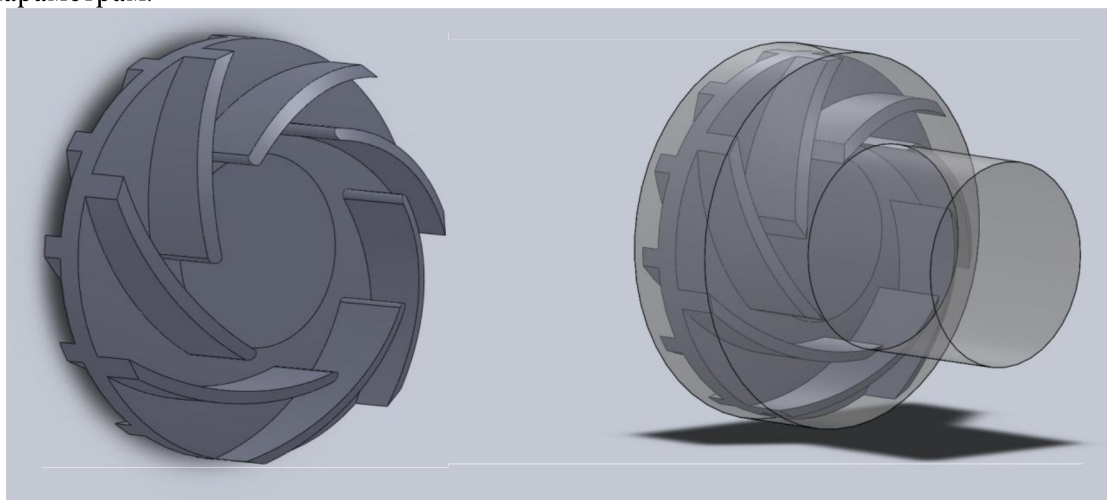


Рисунок 4.1 – Построение геометрической модели

Полученная модель затем импортируется в постпроцессор Gambit, в котором проводятся дополнительные построения, а также её разбиение сеткой и задание граничных условий. Для импортирования необходимо сохранить модель в одном из поддерживаемых постпроцессором Gambit форматов: PARASOLID, ACIS, STEP или IGES.

Дальнейшими действиями с расчетной моделью, которые производятся в программе FLUENT, являются задание граничных условий, настройка параметров решателя, решение и обработка результатов.

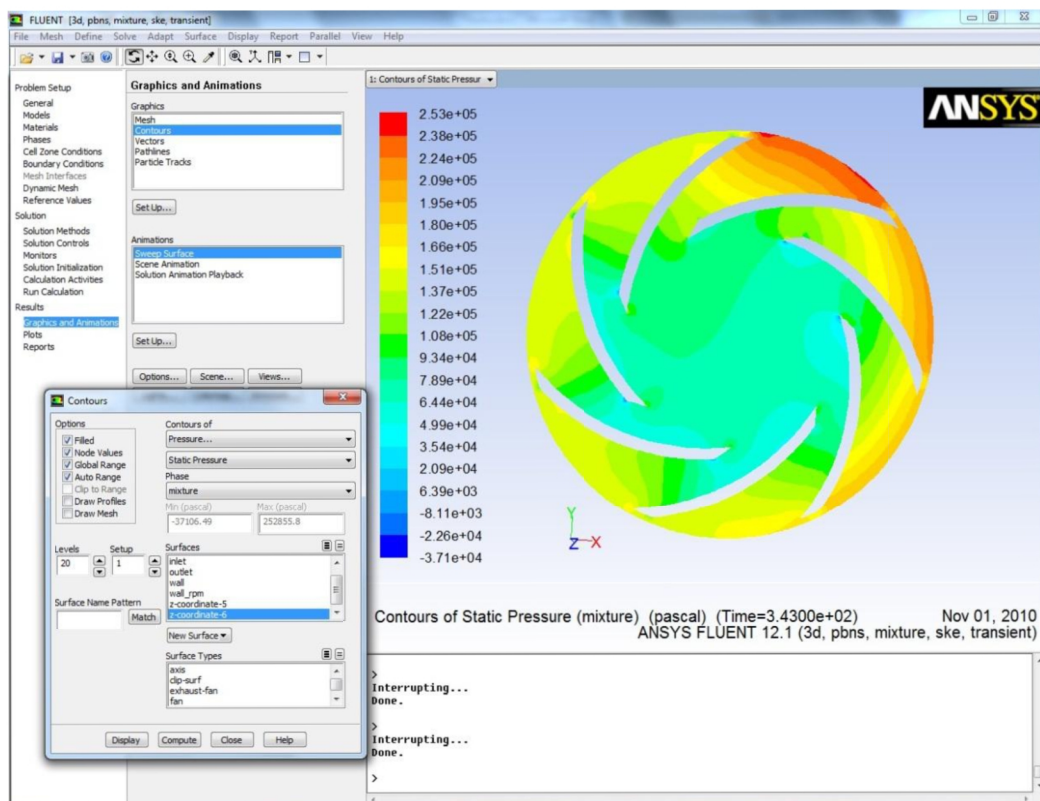


Рисунок 4.2 – Статическое давление в межлопаточных каналах крыльчатки насоса (расчет без учета кавитации)

Отдельное внимание необходимо уделить процессу моделирования кавитации в центробежном насосе. Решение последней задачи требует использования в программном комплексе FLUENT модели движущейся системы отсчета и модели кавитации.

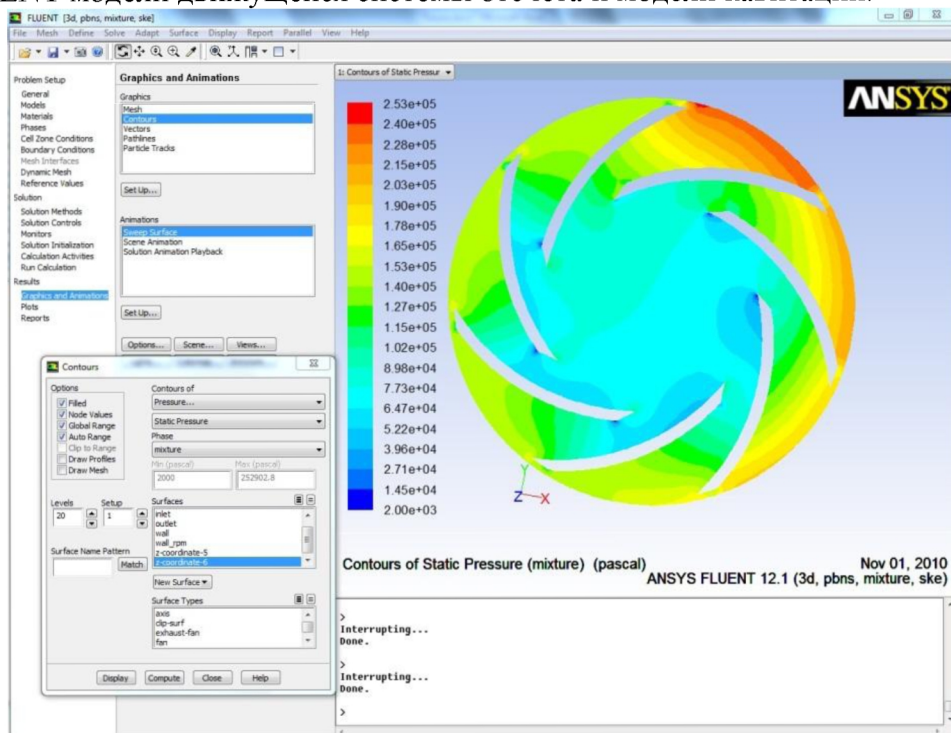


Рисунок 4.3 – Статическое давление в межлопаточных каналах крыльчатки насоса (расчет с учетом кавитации)

При этом необходимо рассмотреть следующие аспекты использования программы FLUENT: применение k-ε моделей турбулентности, выбор модели смеси, создание расчетной кавитационной модели, расчет задачи без кавитации в потоке и с кавитацией.

С помощью программы FLUENT производится моделирование тепловых процессов в радиаторе. Для решения данной задачи с помощью программы Fluent сначала строится двухмерная модель трубки трубчато – ленточного радиатора. Затем проводится моделирование течения охлаждающей жидкости на данном участке теплообменника, на котором находится значение коэффициента теплопередачи для данной конструкции.

Первоначально выполняется построение модели. Для решения этой задачи удобно использовать различные графические редакторы (Solid Works, Unigraphics, Компас). Двухмерная модель представляет собой две соседние трубки, соединенные вместе, между которыми находится лента оребрения. Проводим построение участков трубок длиной около половины всей длины (рисунок 4.4).

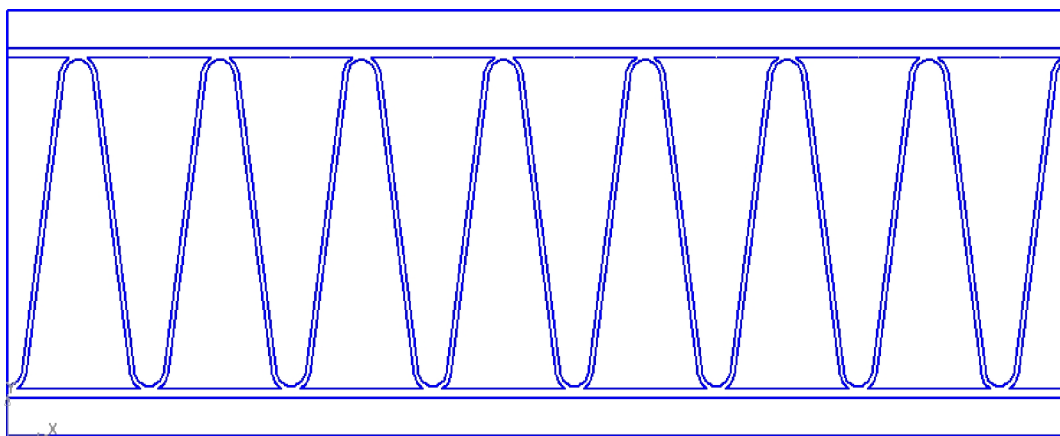


Рисунок 4.4 – Общий вид двухмерной модели

Трехмерная модель представляет собой остов радиатора без оребрения с бачками, подводящим, отводящим каналами (рисунок 4.5). Далее модель импортируется в Gambit, где выполняются с ней дополнительные построения, она разбивается сеткой и задаются граничные условия.

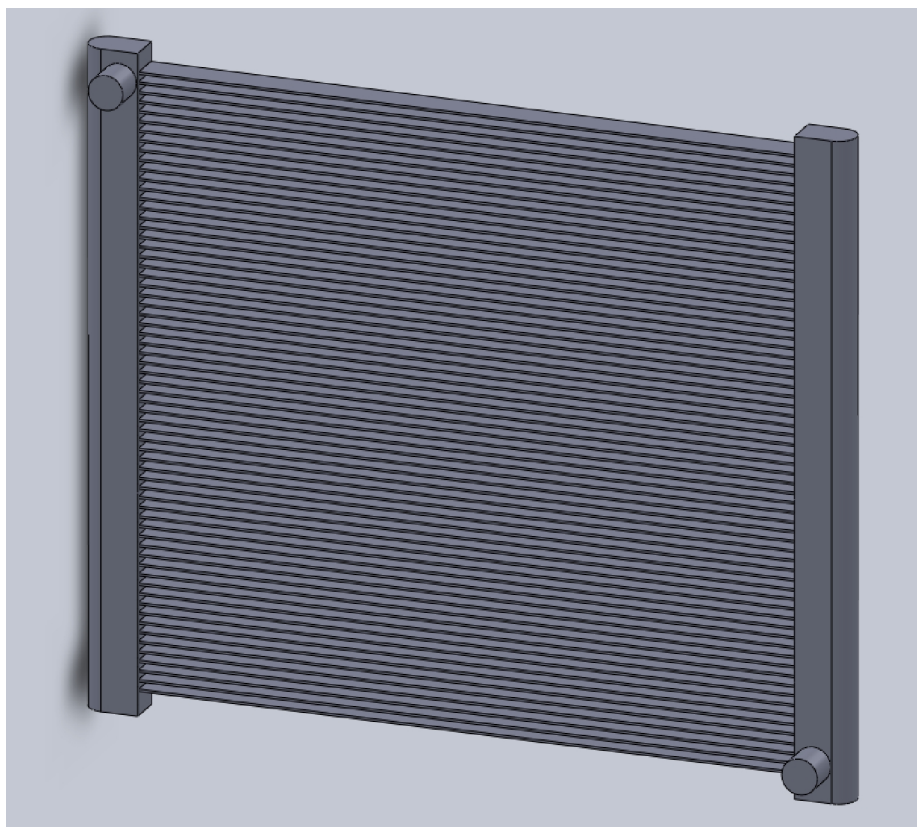


Рисунок 4.5 – Общий вид трехмерной модели

Для импорта в Gambit необходимо в названии модели использовать только латинские буквы или цифры.

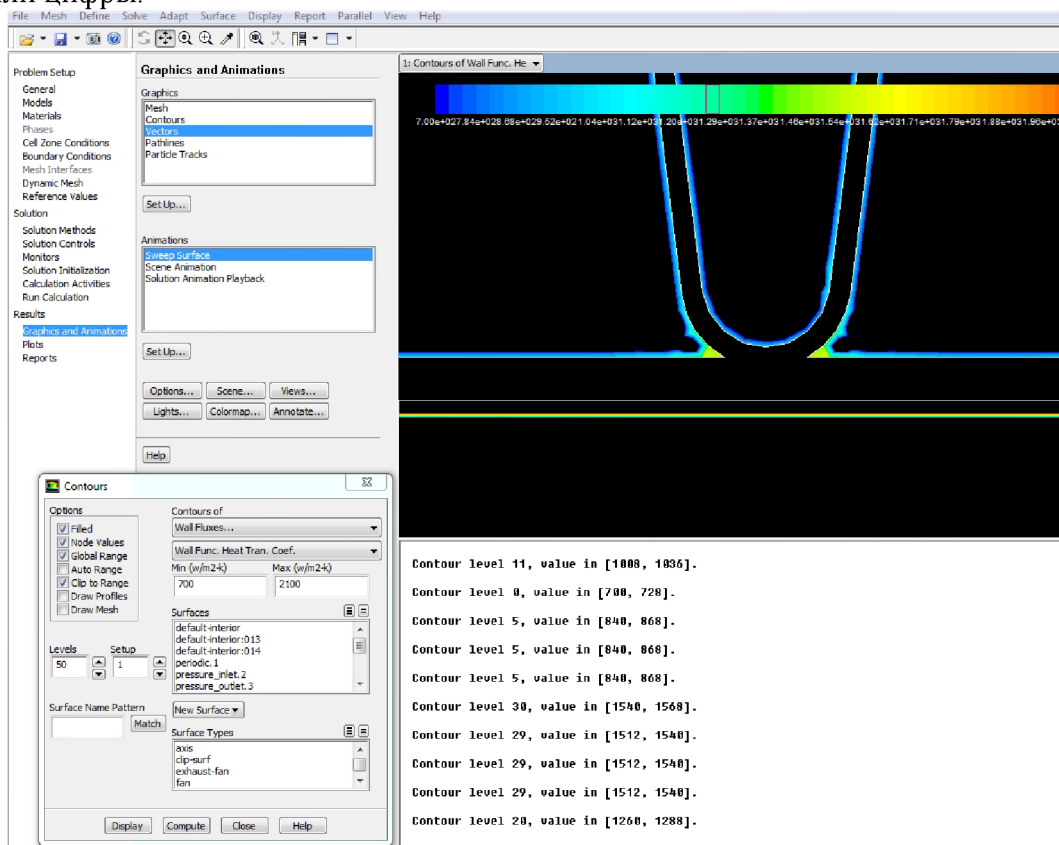


Рисунок 4.6 – Визуализация коэффициента теплопередачи

Затем на трехмерной модели остова радиатора происходит численное моделирование тепловых процессов для данной выбранной заранее конструкции теплообменника.

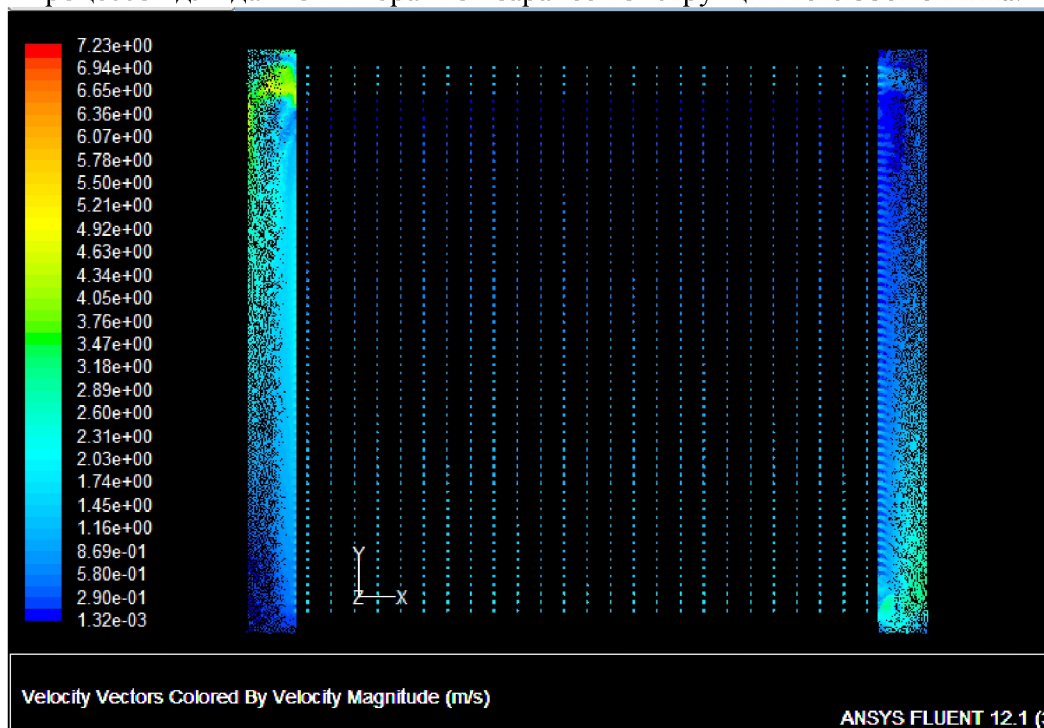


Рисунок 4.7 – Распределение векторов скорости в межреберном канале радиатора

По результатам моделирование элементов системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания в программном комплексе FLUENT можно сделать следующие выводы:

1) Применение CAD/CAE-технологий для моделирования тепловых и газодинамических процессов в элементах системы охлаждения позволяет снизить сроки проектирования

двигателя внутреннего сгорания за счет ускорения процесса получения информации о правильности выбранной конструкции и массогабаритных характеристик.

2)Высокая информативность результатов численного моделирования способствует более глубокому анализу процессов проходящих в системе охлаждения ДВС.

3)Моделирование структуры потока при обоснованном выборе модели турбулентности позволяет с достаточной точностью получить распределение основных термодинамических параметров внутри центробежного насоса двигателя и в трубках радиатора.

Заключение

Рассмотренные системы жидкостного и воздушного охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания позволяют получить общее представление о проблемах, с которыми сталкиваются конструкторы моторостроения. Большой круг задач, решаемых при создании современных поршневых двигателей, может быть дополнен с учётом их постоянного совершенствования в связи с появлением новых конструкционных идей, требований к технико-экономическим и эксплуатационным характеристикам.

Прямое отношение к проблеме охлаждения двигателей внутреннего сгорания имеют, например, применение в их конструкции нетрадиционных материалов для изготовления деталей: стеклокерамики, металлокерамики и керамики. Эти материалы, из которых в современных ДВС уже изготавливаются поршни, гильзы цилиндров, поршневые кольца, клапаны, шатуны, в корне меняют подходы к расчётам процессов теплообмена и теплового баланса двигателя. В свою очередь, это ведет к радикальным конструктивным изменениям не только деталей, но и агрегатов системы охлаждения и их характеристик.

В некоторых случаях возможны отказ от охлаждения некоторых теплонапряжённых деталей двигателя и, следовательно, новая компоновка системы охлаждения.

Не прекращаются попытки создания и применения так называемых гибридных систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания. У такого двигателя с воздушно-жидкостным охлаждением, как показывают исследования, в значительной степени возможно улучшение ряда важных показателей и характеристик двигателя: снижение весовых показателей за счёт уменьшения веса блоков цилиндра, радиатора, ёмкости всего жидкостного тракта системы охлаждения; сокращение продолжительности прогрева стенок цилиндра после запуска двигателя более чем в 3 раза по сравнению с традиционной принудительной закрытой системой охлаждения двигателя жидким теплоносителем; снижение износа цилиндров в 2...3 раза в период прогрева двигателя; снижение расхода топлива; рост мощности двигателя примерно на 5...8 % за счёт снижения механических потерь, рост коэффициента избытка воздуха и др.

Вместе с тем потребуются преодолеть ряд серьёзных препятствий, таких, например, как ухудшение условий весового наполнения цилиндров рабочей смесью, ведущее к уменьшению среднего эффективного давления цикла и литровой мощности, к возникновению детонации в бензиновых двигателях, как это имеет место в случае применения воздушного охлаждения и в случае жидкостного охлаждения, увеличивающего затраты мощности на механические потери и износ цилиндропоршневой группы, и ряд других показателей.

В целом рационально организованное комбинированное, воздушно-жидкостное охлаждение является, по мнению исследователей, перспективным направлением в создании систем охлаждения поршневых двигателей.

Успешно разрабатываются новые эффективные и компактные по конструкции способы и устройства для теплоотвода. Это главным образом так называемые тепловые трубы. Их размещение на двигателе позволяет отводить тепло не просто в окружающую среду (воздух), а в места двигателя, где оно может быть утилизировано, т.е. использовано для подогрева агрегатов и узлов с целью повышения эффективности их работы. Налицо энергосберегающее мероприятие в системе двигателя как преобразователя энергии.

Делаются попытки использования энергии потока выхлопных газов не только для привода турбин турбокомпрессоров наддува, но и для турбин привода вентилятора системы охлаждения, что весьма целесообразно, так как возникает ещё одна возможность автоматически регулировать охлаждение.

Поток выхлопных газов используют для реализации так называемого эжекционного охлаждения. Газы отсасывают в эжекторе охлаждающий воздух, который, смешиваясь с ними, отводится в атмосферу через катализаторы, очищающие смесь от экологически вредных компонентов продуктов сгорания.

В двигателях начинают применять высокоэффективные топлива (водород), что требует пересмотра принятых схем системы охлаждения, например, введения новых агрегатов –

гидратных аккумуляторов тепла, новых видов эффективных и малогабаритных теплообменников — охладителей (спиральных, спирально-ленточных).

Наконец, интенсивное применение в системах охлаждения двигателей электроники обеспечивает очень точную степень регулирования работы агрегатов системы охлаждения. Создаются универсальные программные расчетные комплексы высокого уровня, позволяющие производить комплексные гидрогазодинамические и тепловые расчёты всех элементов систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

Список использованных источников

1. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в системе охлаждения ДВС с помощью программы «FLUENT» [Текст]: учебное пособие / сост. В.В. Бирюк, И.В. Коломин, А.В. Кривцов, М.Ю. Орлов, Е.А. Сайгаков, Д.А. Угланов – Самара : Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 92 с.: ил.
2. Охлаждение ступеней турбин авиационных ГТД [Текст]: учебное пособие/ Е.П. Кочеров, Е.Л. Михеенков – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2007., – 168 с.: ил.
3. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок [Текст]: Учебник для вузов/ В.Л. Иванов, А.И. Леонтьев, Э.А. Манушин, М.И. Осипов; Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 592 с.: ил.
4. Толстоногов, А.П. Системы охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания [Текст] : учеб. пособие / А.П. Толстоногов, И.В. Коломин. – 2-е изд., перераб. и доп. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2009. – 168 с.: ил.
5. Гофин, М.П. Жаростойкие и теплозащитные конструкции многоразовых аэродинамических аэрокосмических аппаратов. [Текст] : учеб. пособие / М.П. Гофин; Тверь: Изд-во ЗАО «ТФ «МИР», 2003. 672с.: ил.
6. Васильев А.П., Кудрявцев В.М. «Основы теории и расчета жидкостных ракетных двигателей». Под общей редакцией Кудрявцева В.М., М.: «Высшая школа», 1967, 675 с
7. «Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок». Под ред. Леонтьева А.И., М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 591 с.
8. «Основы теории тепловых процессов и машин» ч.2 Под ред. Н.И. Прокопенко. М.: БИНОМ, 2006, 571 с.