

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»
(Самарский университет)

М.Ю. ОРЛОВ, С.В. ЛУКАЧЁВ, С.Г. МАТВЕЕВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

Рекомендовано редакционно-издательским советом федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по основной образовательной программе высшего образования по специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей

Самара

Издательство Самарского университета

2017

УДК 621.438(075)
ББК 39.55я7
О-664

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В. Н. Матвеев,
д-р техн. наук, проф. Ю. И. Цыбизов

Орлов, Михаил Юрьевич

О-664 **Моделирование процессов в камере сгорания:** учеб. пособие /
М.Ю. Орлов, С.В. Лукачёв, С.Г. Матвеев. – Самара: Изд-во
Самарского университета, 2017. – 292 с.

ISBN 978-5-7883-1194-4

В учебном пособии описаны краткая история появления и развития камеры сгорания, основы рабочего процесса и этапы проектирования и моделирования камеры сгорания с учётом особенностей её работы.

Предназначено для студентов, обучающихся по основной образовательной программе высшего образования по специальности 24.05.02 Проектирование авиационных и ракетных двигателей.

Подготовлено на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

УДК 621.438(075)
ББК 39.55я7

ISBN 978-5-7883-1194-4

© Самарский университет, 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
ГЛАВА 1 КРАТКАЯ ИСТОРИЯ ПОЯВЛЕНИЯ И РАЗВИТИЯ ГТД И ИХ КАМЕР СГОРАНИЯ.....	9
ГЛАВА 2 КАМЕРА СГОРАНИЯ КАК ЭЛЕМЕНТ ГТД И ЕЁ РОЛЬ В ЕГО РАБОЧЕМ ПРОЦЕССЕ.....	17
ГЛАВА 3 ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА	34
3.1 Требования к камере сгорания	34
3.2 Организация рабочего процесса камеры сгорания.....	38
3.3 Рабочий процесс камер сгорания	40
3.4 Влияние различных факторов на рабочий процесс камер сгорания.....	43
ГЛАВА 4 ТОПЛИВА ГТД И ГТУ	54
4.1 Краткая характеристика топлив, применяемых для ГТД и ГТУ	54
4.2 Классификация топлив.....	56
4.3 Реактивное топливо.....	57
4.3.1 Требования к реактивным топливам	57
4.3.2 Основные свойства реактивных топлив и методы их определения	58
4.3.3. Характеристики сгорания топлива	72
4.4 Ассортимент реактивных топлив.....	73
4.5 Топлива для газотурбинных установок.....	83
4.6 Альтернативные топлива	85
ГЛАВА 5 ТЕОРИЯ ГОРЕНИЯ.....	88
5.1 Роль процессов горения в технике.....	88
5.2 Рабочие тела и их термодинамические свойства.....	90
5.3 Состав топливовоздушной смеси и его характеристики	91
5.4 Глобальные и элементарные реакции. Типы реакций	93

5.5 Основы химического равновесия процессов горения.....	97
5.5.1 Константа равновесия. Принцип Ле-Шателье-Брауна.....	97
5.5.2 Константа равновесия	97
5.6 Скорость химической реакции. Формула Аррениуса для элементарной и глобальной реакции.....	100
5.7 Влияние температуры и давления на скорость химической реакции	102
5.7.1 Влияние температур.....	102
5.7.2 Влияние давления.....	104
5.8 Кинетика горения углеводородных топлив, как совокупность цепных реакций	104
5.9 Реакция горения водорода	105
5.10 Реакции горения окиси углерода	106
5.11 Реакция окисления углеводов	107
5.12 Реакция образования загрязняющих веществ.....	109
5.12.1 Типы загрязняющих веществ	109
5.12.2 Образование и выброс «лёгких» углеводов	111
5.12.3 Образование ПАУ	111
5.12.4 Образование дыма	112
5.12.5 Выброс CO	112
5.12.6 Образование и выброс NO_x	113
5.13 Воспламенение и распространение пламени	114
5.13.1 Распространение пламени. Режимы горения. Классификация пламён. Воспламенение. Пределы воспламенения.....	114
5.13.2 Классификация пламён	115
5.13.3 Пределы воспламенения.....	115
5.13.4 Влияние давления, температуры и балластных примесей на пределы воспламенения.....	116

5.14 Самовоспламенение и зажигание.....	117
5.15 Распространение пламени. Ламинарные пламёна в однородной смеси	118
5.15.1 Основные понятия и определения	118
5.15.2 Измерение скорости распространения пламени. Факторы, влияющие на скорость распространения пламени.....	120
5.15.3 Факторы, влияющие на скорость распространения пламени.....	121
5.16 Распространение пламени. Турбулентные пламёна в однородной смеси	123
5.16.1 Распространение турбулентных пламён в однородной смеси	123
5.16.2 Некоторые характеристики турбулентных потоков.....	124
5.16.3 Основные подходы к теории к теории турбулентного горения	125
5.17 Турбулентные пламёна предварительно перемешанной смеси	128
5.17.1 Различия пламён предварительно перемешанной и предварительно не перемешанной смеси.....	128
5.17.2 Классификация пламён предварительно перемешанно смеси	129
5.18 Модели микроламинарного пламени.....	132
5.19 Скорость распространения турбулентного пламени.....	136
5.20 Турбулентные пламёна предварительно не перемешанной смеси	138
5.20.1 Пламёна предварительно не перемешанной смеси с равновесной химией	138
5.20.2 Химические процессы, протекающие с конечно скоростью в предварительно не перемешанной смеси.....	143

5.21 Процессы распыливания, испарения и горения капель жидкого топлива	150
ГЛАВА 6 КОНСТРУКЦИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ	155
6.1 Основные элементы камер сгорания	155
6.2 Классификация камер сгорания	156
6.3 Конструкция основных элементов камер сгорания	163
ГЛАВА 7 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ КАМЕР СГОРАНИЯ	
ГТД И ГТУ	174
ГЛАВА 8 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА	
КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД	189
8.1 Моделирование процессов в камере сгорания как составная часть проектных и доводочных работ	189
8.2 Основы математического моделирования процессов в камерах сгорания.....	191
8.3 Основные этапы компьютерного моделирование процессов в камерах сгорания	193
8.3.1 Постановка задачи и выбор объекта моделирования.....	193
8.3.2 Создание математической модели	194
8.3.3 Компьютерные эксперименты.....	261
8.3.4 Обработка и анализ результатов моделирования.....	261
8.4 Моделирование рабочего процесса камер сгорания	267
ГЛАВА 9 МЕТОДОЛОГИЯ КОМПЛЕКСНОГО	
ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ	
ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННОГО	
МОДЕЛИРОВАНИЯ	277
ГЛОССАРИЙ	289
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	291

ВВЕДЕНИЕ

Жизнь человечества уже невозможно представить без газотурбинной техники. С момента своего появления в конце 40-х годов XX века и по настоящее время, она превратилась в инновационную среду, на которой базируется развитие энергетики, воздушного, водного и наземного транспорта, боевой техники и т.д. Вместе с тем, очевиден тот факт, что рост роли газотурбинной техники сопровождается усилением значимости инжиниринга в этой области, необходимости проведения в нём глубинных изменений, а самое главное – преобразованием сознания человека, работающего в ней.

Передовые компании, работающие в этой сфере, концентрируются над созданием инжинирингового комплекса, позволяющего реализовать такие алгоритмы создания новых изделий, которые предусматривают сокращение цикла проектирования, повышение его качества и производительности. Проектирование газотурбинных двигателей и энергетических установок является сложной задачей, найти правильное решение которой может только грамотный, квалифицированный специалист, располагающий соответствующим решаемым проблемам инструментом. В последние годы таким инструментом стали пакеты инженерного анализа, обладающие большими возможностями, как при проектировании, так при доводке сложных технических изделий.

Одним из основных элементов газотурбинного двигателя или энергетической установки является камера сгорания. В настоящее время именно этот узел лимитирует процесс совершенствования газотурбинной техники, определяя её важнейшие характеристики: экономические, экологические и ресурсные. Соответственно возникает потребность в создании эффективных камер сгорания,

обеспечивающих выполнение широкого ряда требований, зачастую противоречащих друг другу. Для решения этой проблемы необходимо глубокое понимание рабочего процесса камеры сгорания, которое может быть получено за счёт моделирования происходящих в ней процессов на таком уровне, что это позволило бы в значительной мере сократить объём натуральных исследований и экспериментов при сохранении качества полученных данных. Данное пособие посвящено выработке у студентов, обучающихся по двигателестроительным специальностям, именно таких подходов.

ГЛАВА 1 КРАТКАЯ ИСТОРИЯ ПОЯВЛЕНИЯ И РАЗВИТИЯ ГТД И ИХ КАМЕР СГОРАНИЯ

Начало развития авиационных ГТД приходится на 30-е годы XX века. В этот период стало очевидно, что традиционные поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) как основа силовой установки в авиации уже не смогут преодолеть определённый предел по мощности, а, следовательно, не обеспечат рост скорости полёта и других характеристик самолёта. Альтернативой авиационному ДВС стал ГТД. Наиболее успешно над ним в то время работали в Великобритании и Германии.

В 1929 году англичанин Фрэнк Уиттл (рисунок 1.1) предложил схему ГТД, в которой компрессор и приводящая его в действие газовая турбина располагались на одном валу и которая до настоящего времени принципиально не изменилась. В январе 1930 года он зарегистрировал первый в мире патент Великобритании № 347206 на работоспособный газотурбинный (турбореактивный) двигатель, а в 1932 году Уиттл получил патент на предложенную им конструкцию ГТД, благодаря чему его иногда называют «отцом ГТД».



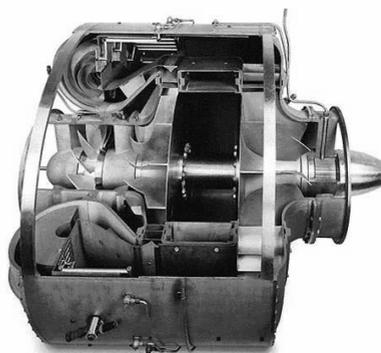
Рисунок 1.1 – Фрэнк Уиттл

Родиной первого серийного ГТД стала Германия, в которой активно велись исследовательские работы в направлении создания таких двигателей. В 1935 году Ханс-Иоахим Пабст фон Охайн (рисунок 1.2) получил патент на авиационную силовую установку, основа которой напоминала изобретение Фрэнка Уиттла. 27 августа 1939 года в воздух поднялся первый в мире самолёт с турбореактивным двигателем Охайна. Самолёт с двигателем Уиттла появится спустя два года.

В работе над двигателем Охайна ему помогал талантливый изобретатель Макс Хан. По мере отработки конструкции обнаружилось очень много проблем, связанных с камерой сгорания. Так, например, вначале сгорание основной части топлива происходило не в камере сгорания, а на турбине, что являлось следствием некачественного распыливания топлива и его плохим смешением с воздухом. Поэтому впоследствии вынужденно использовали систему предварительной подготовки бензина путём его нагрева. Для обеспечения полного сжигания топлива камеру сгорания требовалось удлинить, но увеличение расстояния между компрессором и турбиной влекло за собой рост массы всего двигателя. Для решения этой проблемы Хан предложил использовать поворот потока за компрессором и в образовавшейся «улитке» расположить топливные форсунки.



а



б

Рисунок 1.2 – Ханс фон Охайн (а) и двигатель первого в мире турбореактивного самолёта (б)

Двигатели Уиттла и Охайна имели центробежные компрессоры и кольцевые камеры сгорания (рисунок 1.3).

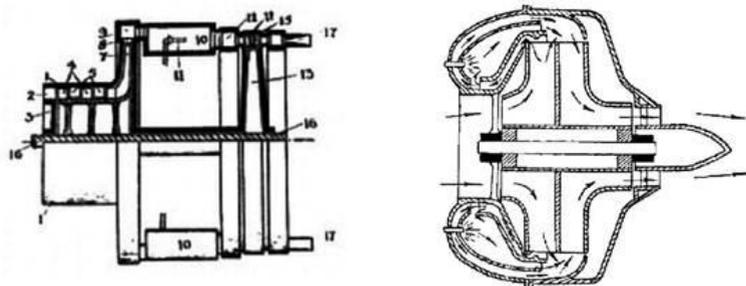


Рисунок 1.3 – Схемы ТРД из патентов Уиттла и Охайна

Первый в мире серийный турбореактивный двигатель «Jumo-004» был создан к 1942 году инженерами фирмы «Юнкерс» под руководством доктора Ансельма Франца (рисунок 1.4).



Рисунок 1.4 – Доктор Ансельм Франц

В отличие от двигателей Уиттла и Охайна этот двигатель имел не центробежный, а осевой компрессор, а для ускорения доводки Франц применил в нём не кольцевую, а шесть индивидуальных трубчатых камер сгорания (рисунок 1.5).

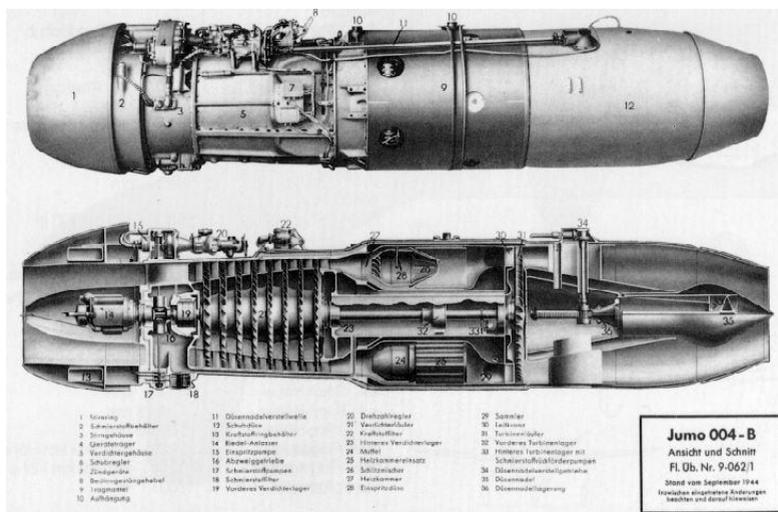


Рисунок 1.5 – Двигатель Jumo-004

Значительный вклад в мировую историю развития ГТД внёс отечественный конструктор Архип Михайлович Люлька. В 1939 – 1941 годах он разработал конструктивную схему двухконтурного турбореактивного двигателя, явившуюся прототипом ныне существующих схем (рисунок 1.6).

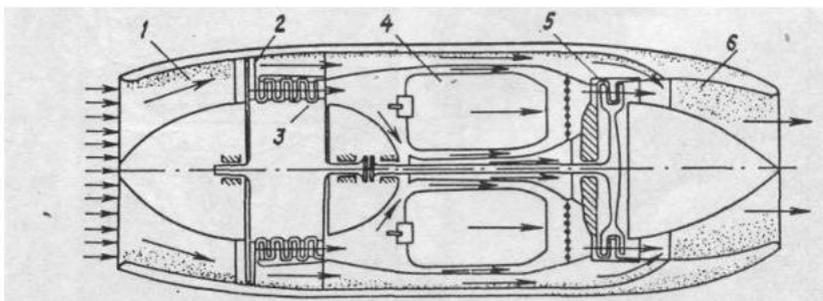


Схема турбореактивного двухконтурного двигателя Люльки. 1 – диффузор (распределяет воздух во внешний и внутренний контуры), 2 – компрессор низкого давления, 3 – компрессор высокого давления, 4 – камера сгорания, 5 – турбина, 6 – сопло

Авторское свидетельство Архипа Люльки №312328.25 от 22 апреля 1941 года

Рисунок 1.6 – ТРДД Люлька

Под руководством Люлька в феврале 1947 также был создан первый отечественный ГТД-ТР-1, поэтому его считают отцом отечественного газотурбостроения (рисунок 1.7). ТР-1 стал первым отечественным ГТД, работы над которым были полностью завершены. И хотя на момент завершения государственных испытаний этот двигатель нельзя было считать передовой конструкцией, тем не менее, при его разработке был получен опыт, использованный при проектировании двигателей следующих поколений.

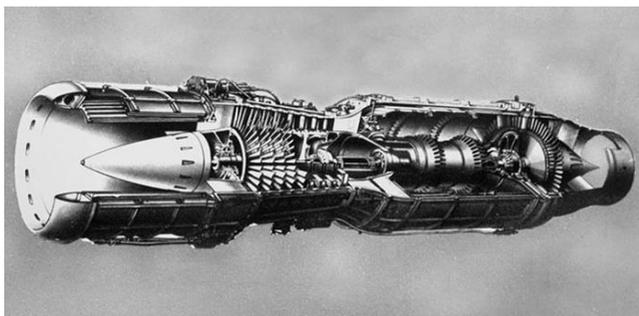


Рисунок 1.7 – Двигатель ТР-1

При рассмотрении развития ГТД обычно оперируют понятием «поколение двигателей». Хотя точной классификации с указанием критериев оценки принадлежности двигателей к какому-либо поколению нет, обычно используют следующее деление.

К ГТД первого поколения относят английские и немецкие двигатели второй мировой войны и их аналоги (Jumo-004, Rolls-Royce Nene и Derwent, отечественный ВК-1).

Для двигателей второго поколения (1950-1960 годы) характерно наличие регулируемого воздухозаборника, осевого компрессора и форсажной камеры. Это такие двигатели как Pratt & Whitney J48, SNECMA Atar 9C, P-11Ф2С-300.

На двигателях третьего поколения (1960-е годы) произошло дальнейшее увеличение степени сжатия в компрессоре, повлекшее рост количества ступеней компрессора и турбины и в конечном итоге появлении двухконтурных турбореактивных двигателей.

Четвёртое поколение авиационных ГТД (1970-1990 гг.) характеризуется интенсивным внедрением новых конструкционных

материалов, позволяющих осуществить дальнейшее увеличение параметров цикла и созданием на основе базовых газогенераторов широкой номенклатуры двигателей различного назначения и тяги, в том числе ГТУ наземного и морского применения (РД-33, АЛ-31, Pratt & Whitney F100).

В двигателях пятого поколения (1990-2000 гг.) нашли дальнейшее развитие тенденции двигателей четвёртого поколения, а также произошёл качественный скачок развития аэродинамики турбин, появилось активное управление аэродинамическим циклом (Pratt & Whitney F119, ПД-14). Это позволяет достигать более высоких значений повышения давления при меньшем количестве ступеней компрессора и, следовательно, более компактных размерах. Изменение параметров цикла двигателей различных поколений представлено на рисунке 1.8.

На рисунке 1.9 показано изменение удельного расхода топлива на крейсерском режиме для двигателей разных поколений.

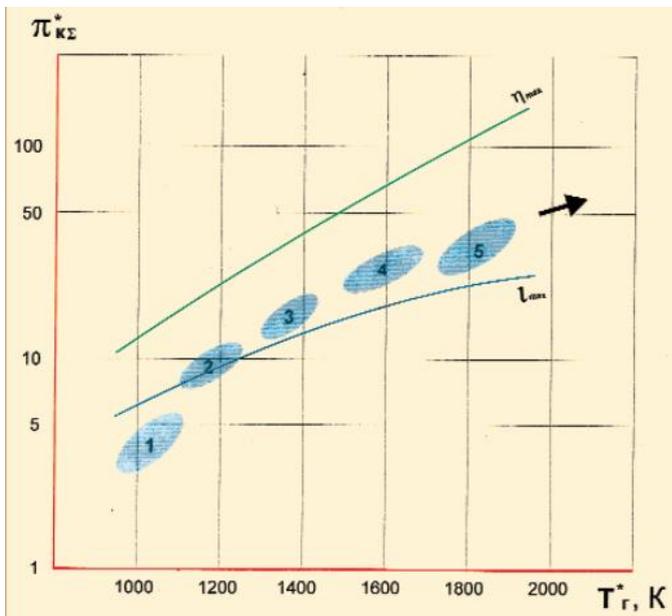


Рисунок 1.8 – Реализованные максимальные значения термогазодинамического цикла для двигателей разных поколений

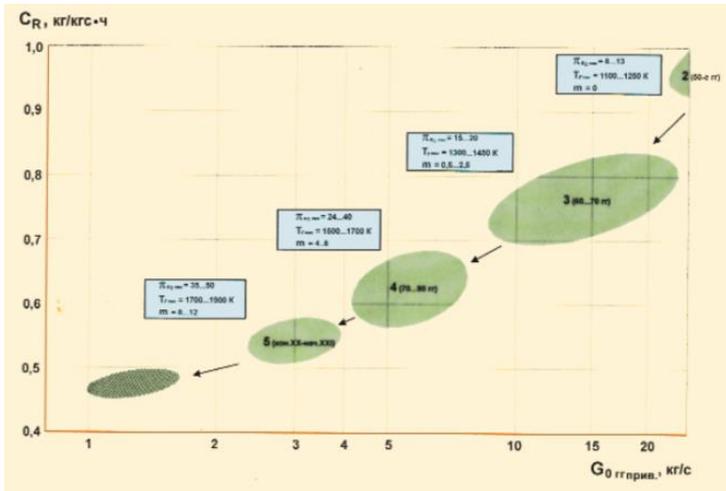


Рисунок 1.9 – Изменение удельного расхода топлива на крейсерском режиме для двигателей разных поколений

Разработка новых ГТД осложняется ужесточением требований к их экологическому совершенству (рисунок 1.10).

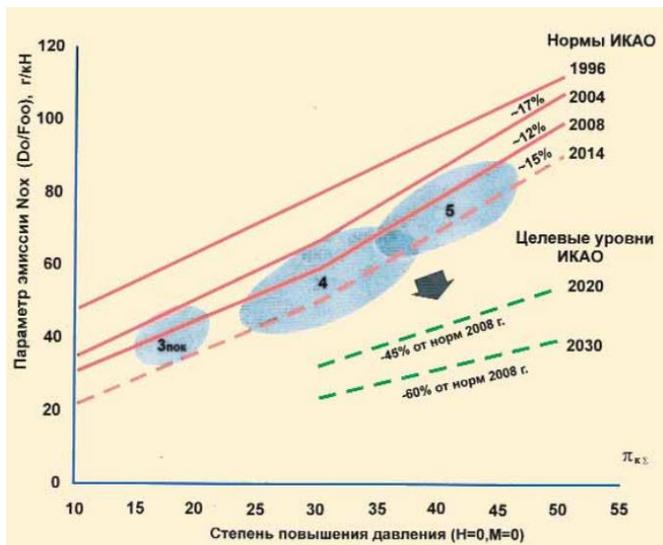


Рисунок 1.10 – Ужесточение международных норм на эмиссию вредных веществ

Анализ данных, представленных на рисунках 1.8 – 1.10 позволяет сделать вывод о том, что дальнейшее совершенствование ГТД невозможно без совершенствования рабочего процесса камер сгорания и повышения его эффективности. Это объясняется тем, что рост степени повышения давления в компрессоре и температуры газа перед турбиной изменяют условия сгорания топлива, влияют на процесс образования вредных веществ и с этой точки зрения в последнее время камера сгорания становится элементом ГТД, развитие которого может сдерживать улучшение всех значимых в настоящее время характеристик для двигателя в целом: экономических, экологических, ресурсных и т.д.

Контрольные вопросы

1. Когда появились авиационные ГТД?
2. Кого и почему считают «отцом ГТД»?
3. Двигателем чьей разработки оснащён первый в мире турбореактивный самолёт?
4. Кем был разработан первый в мире серийный турбореактивный двигатель?
5. Какими по конструкции были камеры сгорания первых турбореактивных двигателей и с чем это было связано?
6. Кто из отечественных конструкторов внёс большой вклад в развитие первых ГТД?
7. Как связано создание новых ГТД с развитием камер сгорания?

ГЛАВА 2

КАМЕРА СГОРАНИЯ КАК ЭЛЕМЕНТ ГТД И ЕЁ РОЛЬ В ЕГО РАБОЧЕМ ПРОЦЕССЕ

Газотурбинный двигатель представляет собой тепловую машину, предназначенную для преобразования энергии сгорания топлива в кинетическую энергию реактивной струи и (или) в механическую работу на валу двигателя. Характерной особенностью любого ГТД, в отличие, например, от двигателя внутреннего сгорания, является то, что все процессы происходят в нём непрерывно.

На рисунке 2.1 представлена схема ГТД. Его основными элементами являются: входное устройство (Вх – В), компрессор (В – К), камера сгорания (К – Г), газовая турбина (Г – Т) и выходное устройство (реактивное сопло) (Т – С).

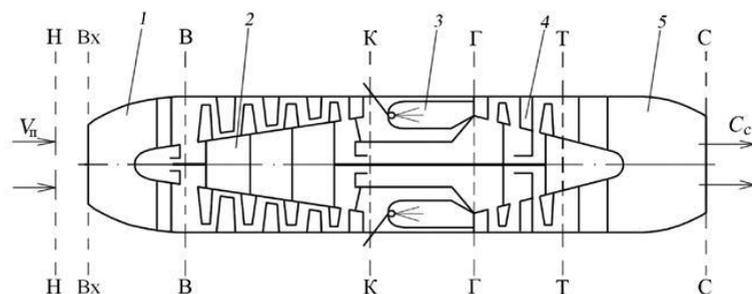


Рисунок 2.1 – Схема турбореактивного двигателя (ТРД):
1 – входное устройство; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания;
4 – газовая турбина; 5 – выходное устройство

Принцип работы ГТД заключается в следующем. Воздух в двигатель поступает через входное устройство, где скорость движения потока воздуха обычно уменьшается, а давление и температура возрастают. В компрессоре к воздуху подводится внешняя механическая энергия, вследствие чего его давление и температура увеличиваются. Скорость потока воздуха в компрессоре несколько уменьшается. Из компрессора воздух поступает в камеру сгорания, где происходит процесс сжигания топлива. В результате температура образовавшихся продуктов сгорания повышается до

1200...1600 К. Скорость движения газа при этом возрастает, а давление несколько уменьшается.

При прохождении газа через турбину часть его энергии преобразуется в механическую работу, которая используется для вращения компрессора и привода вспомогательных агрегатов. При этом давление и температура газа в турбине уменьшаются.

В выходном устройстве оставшаяся энергия газа используется для его разгона до скорости, значительно превышающей скорость полёта. Давление и температура газа при этом снижаются.

В проточной части практически всех существующих типов авиационных ГТД и газотурбинных установок реализуется цикл Брайтона: цикл, осуществляемый с подводом тепла при постоянном давлении ($p = const$) и полном расширении.

В технической термодинамике реальные процессы идеализируются и отождествляются с обратимыми термодинамическими процессами, применительно к которым затем проводятся расчёты. При этом делают следующие допущения:

1) химический состав рабочего тела при осуществлении цикла принимается неизменным. Для циклов, в которых рабочим телом является газ, последний считается идеальным.

2) процессы, составляющие цикл, считаются обратимыми. В связи с этим принимается, что трение и другие диссипативные эффекты отсутствуют.

3) процесс горения заменяется условным обратимым процессом подвода тепла к рабочему телу.

4) цикл считается замкнутым, процессы смены рабочего тела не рассматриваются, а процесс выброса продуктов сгорания и их охлаждение в атмосфере, заменяются условным процессом отвода тепла от рабочего тела.

Термодинамический цикл, составленный из таких процессов и соответствующий принятым допущениям, называется идеальным. Идеальный цикл ГТД, изображённый на рисунке 2.2 в « $p-v$ » и « $T-s$ » координатах, состоит из четырёх термодинамических процессов – двух адиабатных и двух изобарных.

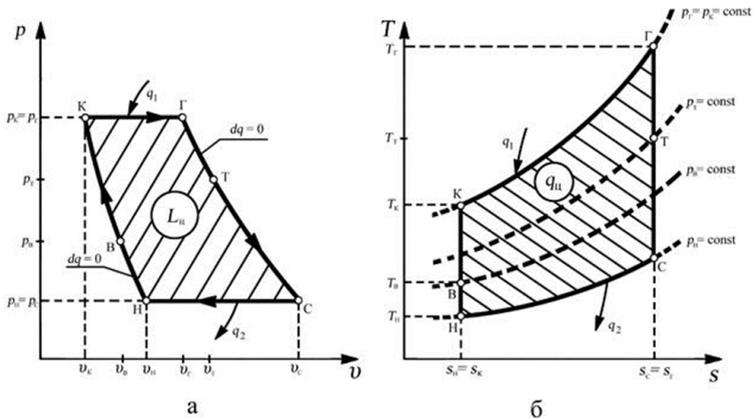


Рисунок 2.2 – Изображение идеального цикла ГТД с подводом тепла при $p = \text{const}$ в диаграммах состояния: а – цикл в рабочей диаграмме, б – цикл в тепловой диаграмме

Линии на диаграммах изображают следующие термодинамические процессы:

1) обратимый адиабатный процесс повышения давления воздуха, осуществляющийся во входном устройстве (линия Н – В) и в компрессоре (линия В – К).

Из начальной точки “Н” при параметрах окружающей среды P_H и T_H происходит процесс обратимого адиабатного сжатия воздуха вплоть до выхода из компрессора в точке “К”. На начальном участке этого общего процесса между сечениями “Н” и “В” сжатие воздуха в полёте происходит за счёт скоростного напора. С уменьшением скорости полёта точка “В” перемещается к точке “Н”, а при работе ГТД на земле на стоянке самолёта или в составе ГТУ сливается с этой точкой.

2) изобарный процесс подвода теплоты q_1 к воздуху, протекает в камере сгорания (линия К – Г). В результате этого процесса температура рабочего тела повышается и достигает максимального значения в цикле – T_G .

В процессе осуществления этих двух термодинамических процессов к рабочему телу извне подводится энергия в виде теплоты, и его внутренняя энергия увеличивается.

3) обратимый адиабатный процесс расширения газа (с понижением давления), осуществляется в газовой турбине (линия Г – Т)

и в выходном устройстве (линия Т – С). От точки “Т” до точки “С” происходит общий процесс расширения газа по обратимой адиабате до давления окружающей среды $P_C = P_H$. Положение точки “Т” может изменяться для различных типов ГТД. У ТВД и вертолётных ГТД (ТВаД) точка “Т” практически совпадает с точкой “С”, т.к. расширение в сопле почти или совсем отсутствует. У одноконтурных ТРД точка “Т” занимает предельно верхнее положение, определяемое минимальной работой турбины, необходимой для привода компрессора.

4) условный изобарный процесс отвода теплоты q_2 от рабочего тела (газа) в холодильник (линия С – Н) происходит в окружающей среде и является процессом, замыкающим цикл.

Основными задачами термодинамического исследования цикла ГТД является определение степени преобразования подведённого тепла в работу и влияющих на него факторов. То есть определяется термический КПД и работа цикла $l_{ц}$, подведённое q_1 и отведённое q_2 тепло, а также оцениваются пути повышения эффективности цикла.

Термодинамическое исследование идеального цикла начинается с его построения в “ $p-v$ ” или “ $T-s$ ” координатах. Для этого необходимо задать параметры рабочего тела P_H, T_H, ρ_H в исходной точке Н цикла и знать термодинамические процессы, составляющие цикл. Кроме того, для конкретного цикла дополнительно задаются некоторые безразмерные параметры, представляющие собой отношения одноименных параметров рабочего тела, относящихся к его состояниям в характерных точках цикла.

Таковыми параметрами цикла ГТД являются:

– суммарная степень повышения давления

$$\pi_{\Sigma} = \pi_{\text{оиф}} \pi_K = \frac{P_K}{P_H}, \quad (2.1)$$

где P_H – начальное давление рабочего тела в сечении Н (на входе в двигатель);

P_K – давление в конце процесса повышения давления рабочего тела (давление за компрессором и на входе в камеру сгорания).

– степень подогрева

$$\theta = \frac{T_{\Gamma}}{T_{H}}, \quad (2.2)$$

где T_{H} – начальная температура рабочего тела;

T_{Γ} – конечная температура рабочего тела в процессах повышения давления и подвода теплоты (температура газа перед турбиной).

– степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{v_{\Gamma}}{v_{K}}, \quad (2.3)$$

где v_{K} – удельный объём в конце процесса сжатия рабочего тела;

v_{Γ} – удельный объём в конце процесса подвода тепла.

Эти безразмерные параметры определяют пределы изменения параметров рабочего тела в цикле при сжатии, расширении или подводе тепла.

– термический КПД цикла определим из выражения:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (2.4)$$

$$q_1 = c_p(T_{\Gamma} - T_K), \quad q_2 = c_p(T_c - T_H). \quad (2.5)$$

Выбрав значения π_{Σ} , θ и задав начальные параметры воздуха P_H , T_H , ρ_H можно определить $l_{ц}$ и η_t , действуя в следующей последовательности:

1) определяем параметры рабочего тела в характерных точках цикла.

Точка H . Определяем параметры P_H , T_H , ρ_H по заданной высоте (H) и скорости (M_H) полёта по стандартной атмосфере.

Точка K . Давление P_K определяется по формуле:

$$P_K = P_H \pi_\Sigma. \quad (2.6)$$

Процесс повышения давления воздуха происходит по адиабате, поэтому:

$$T_K = T_H \pi_\Sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (2.7)$$

Точка Г. Процесс подвода теплоты изобарный:

$$P_G = P_K = P_H \pi_\Sigma, \quad (2.8)$$

$$T_G = T_H \theta, \quad (2.9)$$

или

$$T_G = T_H \pi_\Sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \rho. \quad (2.10)$$

Точка С. Давление $P_C = P_H$, так как происходит полное расширение газа в цикле.

Процесс расширения газа происходит по обратимой адиабате (линия Г – С, рисунок 2.2). Приняв допущения, что $P_C = P_H$ и $P_G = P_K$, находим температуру T_C по формуле:

$$T_C = \frac{T_G}{\pi_\Sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \quad (2.11)$$

2) находим количество тепла, подведённого к 1 кг рабочего тела q_1 и отведённого от него в холодильник q_2 , используя значения параметров состояния в характерных точках цикла.

Для изобарного процесса К – Г, используя формулы (2.7) и (2.9), получим

$$q_1 = c_p(T_G - T_K) = c_p(T_H \theta - T_H \pi_\Sigma^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}) = c_p T_H (\theta - e), \quad (2.12)$$

где

$$e = \frac{T_K}{T_H} = \left(\frac{T_K}{T_H} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (2.13)$$

Величина подведённого тепла q_1 изображается площадью фигуры $s_H-K-G-s_c-s_H$, изображённой на тепловой диаграмме (рисунок 2.2, б). По линии С – Н протекает изобарный процесс с отводом тепла q_2 . В результате преобразований с помощью формул (2.9), (2.11) получим:

$$\begin{aligned} q_2 &= c_p(T_C - T_H) = c_p \left(\frac{T_G}{\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - T_H \right) = \\ &= c_p \left(\frac{\theta T_H}{\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - T_H \right) = c_p T_H \left(\frac{\theta - \pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right). \end{aligned} \quad (2.14)$$

Далее имея в виду (2.13) уравнение (2.14) приведём к виду:

$$q_2 = c_p T_H \left(\frac{\theta}{e} - 1 \right). \quad (2.15)$$

Уравнение (2.14) с помощью уравнения (2.12) запишем в виде:

$$q_2 = \frac{q_1}{\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \quad (2.16)$$

Величина отведённого тепла q_2 изображается площадью фигуры $s_H-H-C-s_c-s_H$ изображённой на тепловой диаграмме (рисунок 2.2, б).

3) определим термический КПД цикла, подставив (2.16) в (2.4):

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \quad (2.17)$$

Видно, что величина термического КПД идеального цикла ГТД зависит только от степени повышения давления воздуха в двигателе. Увеличение π_{Σ} является основным средством повышения η_t и соответственно уменьшения расхода топлива тепловых машин, работающих по циклу Брайтона. В современных двигателях π_{Σ} достигает значений 25...45 и более.

Из формулы (2.17) следует, что с увеличением π_{Σ} КПД цикла η_t повышается и при $\pi_{\Sigma} \rightarrow \infty, \eta_t \rightarrow \infty$.

Зависимости η_t от π_{Σ} приведены на рисунках 2.3 и 2.4.

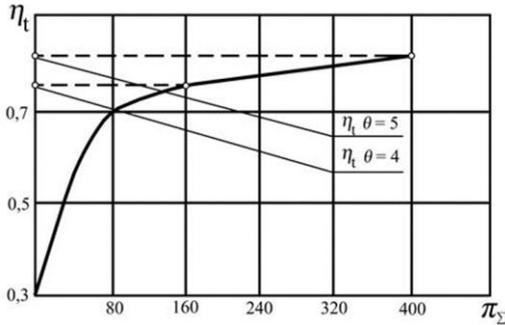


Рисунок 2.3 – Зависимость $\eta_t = f(\pi_{\Sigma})$ для $k=const$

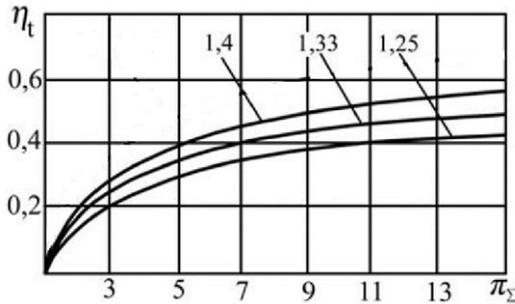


Рисунок 2.4 – Сравнительная зависимость $\eta_t = f(\pi_{\Sigma})$ для разных значений коэффициента адиабаты (для воздуха при изменении температуры в диапазоне 0...2000 °С показатель адиабаты изменяется от 1,4 до 1,088)

Увеличение термического КПД цикла объясняется тем, что с увеличением π_{Σ} уменьшается количество тепла q_2 , отводимого в атмосферу, и соответственно увеличивается количество теплоты

$q_{ц} = q_1 - q_2$, которая преобразуется в полезную работу. Величина $q_{ц}$ изображается площадью фигуры *HKГCH* на тепловой диаграмме (рисунок 2.2, б).

Значение π_{Σ} возрастает при увеличении скорости и высоты полета, поэтому у современных ГТД при работе на земле КПД идеального цикла лежит в пределах 0,38...0,48, а в полёте увеличивается до 0,5...0,6.

4) находим работу цикла $l_{ц}$:

$$l_{ц} = q_{ц} = q_1 - q_2, \quad (2.18)$$

$$l_{ц} = q_1 \left(1 - \frac{q_2}{q_1} \right) = q_1 \eta_t. \quad (2.19)$$

Подставляем значения q_1 и q_2 из (2.12) и (2.17) и находим выражение для работы цикла:

$$l = c_p T_H (\theta - e) \left(1 - \frac{1}{\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right) = c_p T_H (\theta - e) \left(1 - \frac{1}{e} \right). \quad (2.20)$$

Окончательно выражаем работу цикла через параметры рабочего тела и параметры цикла:

$$l_{ц} = \frac{c_p T_H}{e} (\theta - e)(e - 1). \quad (2.21)$$

С учётом уравнения (2.13) уравнение (2.21) преобразуем к удобному для дальнейшего исследования виду:

$$l_{ц} = c_p T_H \left(\frac{\theta}{\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - e \right) \left(\pi_{\Sigma}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (2.22)$$

Из (2.22) видно, что величина работы идеального цикла зависит от его начальной температуры T_H , степени повышения давления π_Σ и степени подогрева газа θ в цикле. Из уравнений (2.21) и (2.22) следует, что работа цикла является функцией двух независимых параметров: степени подогрева θ и степени повышения давления π_Σ . С увеличением θ при любом значении $\pi_\Sigma = const$ работа цикла возрастает. Поэтому в мировом газотурбостроении основным направлением повышения энергетической эффективности ГТД является увеличение температуры газа перед турбиной. С начала 50-х годов прошлого века до настоящего времени максимальная температура T_T повысилась с 1050...1100 К до 1750...2000 К.

Влияние на работу цикла другого независимого параметра цикла π_Σ при $\theta = const$ неоднозначно. Как видно из уравнений (2.21) и (2.22), $l_{ц}$ обращается в нуль при двух значениях π_Σ , соответствующих $e = 1$ и $e = \theta$. С учётом уравнения (2.13) имеем, что $l_{ц} = 0$ при $\pi_\Sigma = 1$ и $l_{ц} = 0$ при

$$\pi_\Sigma = \pi_{\Sigma \max} = \theta^{\frac{k}{k-1}}. \quad (2.23)$$

Между этими крайними значениями должна располагаться некоторая оптимальная величина $\pi_\Sigma = \pi_{\Sigma \text{opt}}$ (рисунок 2.5), при которой работа цикла достигает максимального значения.

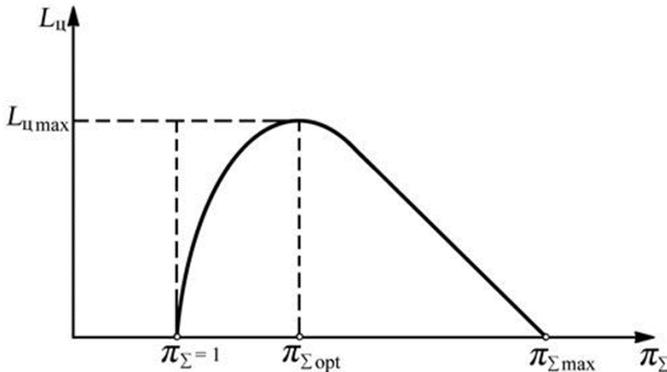


Рисунок 2.5 – Зависимость $l_{ц} = f(\pi_\Sigma)$ при $\theta = const$

Для определения $\pi_{\Sigma \text{opt}}$ продифференцируем уравнение (2.21) и производную приравняем нулю:

$$\frac{dl_{ц}}{de} = c_p T_H \frac{\theta - e^2}{e^2} = \left[\frac{\theta}{\pi_{\Sigma}^{\frac{2(k-1)}{k}}} - 1 \right] = 0, \quad (2.24)$$

отсюда следует, что

$$e_{opt} = \sqrt{\theta} \text{ или } \pi_{\Sigma opt} = \theta^{\frac{k}{2(k-1)}}, \quad (2.25)$$

из (2.25) имеем

$$\pi_{\Sigma max} = \pi_{\Sigma opt}^2. \quad (2.26)$$

Из (2.25) видно, что оптимальная степень повышения давления в идеальном цикле для данного рабочего тела зависит только от степени подогрева θ . С ростом θ растёт и величина $\pi_{\Sigma opt}$. Зависимость работы цикла от степени повышения давления при различных значениях степени подогрева показана на рисунке 2.6.

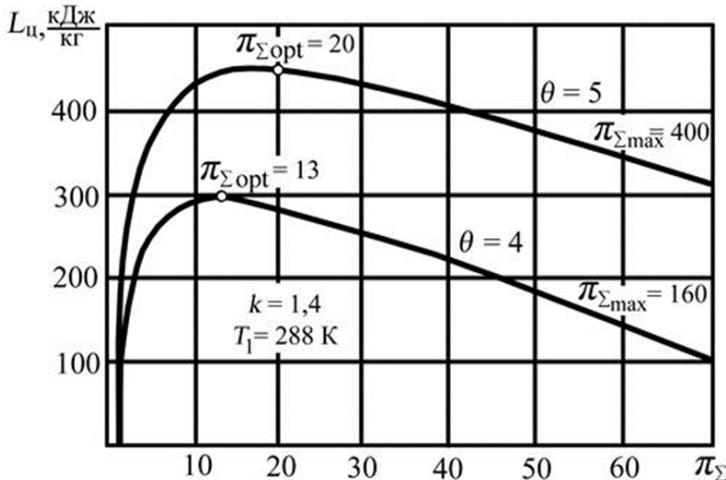


Рисунок 2.6 – Зависимость $l_{ц} = f(\pi_{\Sigma})$ для разных степеней подогрева θ

Из рисунка 2.6 видно, что температура газа перед турбиной сильно влияет на работу цикла при любых π_{Σ} .

Подставив $\theta = \pi_{\Sigma_{opt}}^{\frac{2(\kappa-1)}{k}}$ из (2.25) в (2.22) получим выражение для максимальной работы цикла

$$l_{ц\max} = c_p T_H \left(\frac{\pi_{\Sigma_{opt}}^{\frac{2(\kappa-1)}{k}}}{\pi_{\Sigma_{opt}}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} - 1 \right) \left(\pi_{\Sigma_{opt}}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} - 1 \right). \quad (2.27)$$

Выполнив ряд преобразований, получим

$$l_{ц\max} = \frac{k}{k-1} RT_H \left(\pi_{\Sigma_{opt}}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)^2 = \frac{k}{k-1} RT_H (e_{opt} - 1)^2. \quad (2.28)$$

Из рисунков (2.5) и (2.6) и формулы для термического КПД можно сделать вывод, что при изменении π_{Σ} от $\pi_{\Sigma_{opt}}$ до $\pi_{\Sigma_{max}}$ работа цикла уменьшается, а КПД растёт. Поэтому рациональные значения степени повышения давления следует выбирать в этом интервале, принимая компромиссное решение между работой цикла и его экономичностью и учитывая какие-либо дополнительные критерии технико-экономической эффективности.

Влияние π_{Σ} на $l_{ц}$ показано на примерах циклов, приведённых на рисунке 2.7. В этих циклах при различных значениях π_{Σ} , $T_{\Gamma} = const$. Площадь цикла максимальна $l_{ц} = l_{ц\max}$ при $\pi_{\Sigma_{opt}}$. С увеличением и уменьшением π_{Σ} площадь цикла уменьшается и стремится к нулю в предельных случаях при $\pi_{\Sigma} = 1$ и $\pi_{\Sigma} = \pi_{\Sigma_{max}}$, определяемых уравнениями (2.23).

В авиации по рассмотренному циклу работают турбореактивные и турбовинтовые двигатели (ТРД и ТВД), вертолётные газотурбинные двигатели (ТВаД), а также прямоточные воздушно – реактивные двигатели (ПВРД). Цикл Брайтона реализуется и в газотурбинных установках, применяемых в авиации как вспомогательные силовые установки, в наземном и водном транспорте в качестве корабельных, танковых и автомобильных двигателей, а также в стационарных энергетических устройствах, например, в газоперекачивающих агрегатах и на электростанциях.

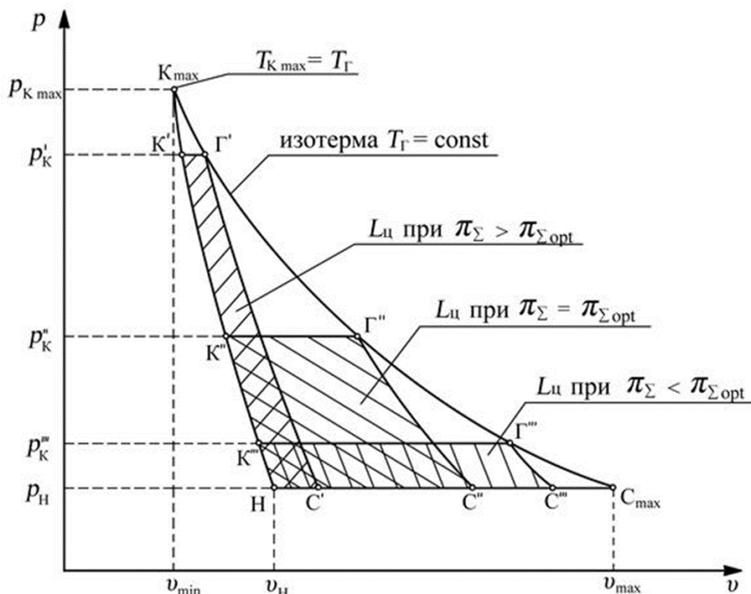


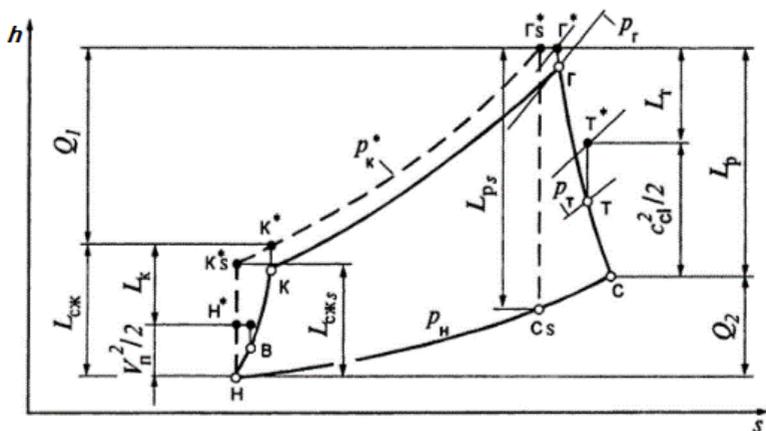
Рисунок 2.7 – Зависимость $l_{ц} = f(\pi_{\Sigma})$ для $T_{Г} = const$

Реальный цикл ГТД отличается от идеального наличием потерь давления во всех элементах двигателя. Теоретическое исследование реальных циклов тепловых двигателей представляет собой трудную задачу, так как превращение теплоты в работу у реального двигателя связано с многими сложными физическими, химическими и газодинамическими процессами (распыливание, испарение и горение топлива, теплоотдача от рабочего тела в стенки двигателя, наличие сложных турбулентных течений и т.д.).

Поэтому при расчёте реального цикла ГТД на методику расчёта параметров газового потока не оказывает никакого влияния количество проходящего через двигатель воздуха, тип и число ступеней компрессора, тип и число ступеней турбины, конструкция камеры сгорания.

Конструкция элементов двигателя определяет величины выбираемых коэффициентов, учитывающих потери, отличающие реальный цикл от идеального.

Отличия реального и идеального двигателя изображены на рисунках 2.8 и 2.9.



○ – статические параметры; ● – полные параметры

Рисунок 2.8 – Сравнение идеального и реального циклов ГТД в hs -координатах

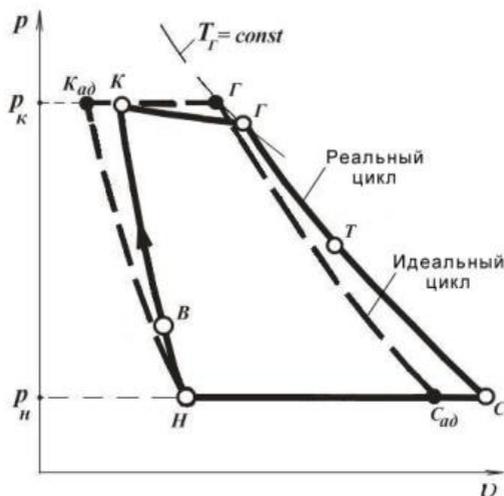


Рисунок 2.9 – Сравнение идеального и реального циклов ГТД в $p-v$ -координатах

Реальный газотурбинный цикл является разомкнутым циклом – выхлопные газы не участвуют в периодически совершаемой работе и не попадают на вход в двигатель. Влияние на объем рабочего тела

оказывает система вторичных потоков внутри ГТД. Цикл осуществляется рабочим телом с переменной теплоёмкостью и химическим составом.

Поэтому процессы сжатия и расширения в реальном цикле являются не адиабатными, а политропными. В камере сгорания изменяется состав рабочего тела (образуется смесь воздуха и продуктов сгорания топлива), а также увеличивается его массовый расход из-за добавки массы топлива в камере сгорания во время цикла. В процессе подвода теплоты в камере сгорания увеличивается скорость газа и, следовательно, снижается давление в ней в отличие от идеального цикла, в котором подвод теплоты осуществляется при постоянном давлении.

В общем случае работа цикла ГТД складывается из приращения кинетической энергии рабочего тела, проходящего через основной контур двигателя, и механической работы $L_{Т\text{мех}}$. Таким образом, работой цикла называют и полезно используемое тепло, и механическую энергию.

Выразим работу цикла через параметры рабочего процесса. Суммарный КПД процесса сжатия:

$$\eta_{сж} = L_{сж} / L_{сж\text{реал}}, \quad (2.29)$$

где $L_{сж}$ – работа в идеальном процессе сжатия;

$L_{сж\text{реал}}$ – работа в реальном процессе сжатия.

$\eta_{сж}$ оценивает потери в процессе сжатия в воздухозаборнике и компрессоре и зависит от степени совершенства воздухозаборника и компрессора, скорости полёта, суммарной степени повышения давления. Для дозвуковых и небольших сверхзвуковых скоростей полёта $\eta_{сж} = 0,75 \dots 0,85$.

Суммарный КПД процесса расширения:

$$\eta_p = L_{p\text{реал}} / L_p, \quad (2.30)$$

где $L_{p\text{с}}$ – работа в идеальном процессе расширения;

$L_{p\text{реал}}$ – работа в реальном процессе расширения.

КПД процесса расширения η_p учитывает потери в камере сгорания, турбине и в канале сопла. Зависит от суммарной степени понижения давления, степени совершенства камеры сгорания, турбины и сопла, а также от соотношения величин, характеризующих работу этих узлов. Изменяется в пределах $\eta_p = 0,85 \dots 0,95$.

Выразим реальную работу (затраченную на сжатие и расширение) используя соотношения для идеальной работы:

$$L_{ц\text{реал}} = c_p (T_{Г^*} - T_{К}) \eta_p - c_p (T_{С} - T_{Н}) \frac{1}{\eta_p}. \quad (2.31)$$

Вынесем $T_{Г^*}$ и $T_{Н}$ за скобки, тогда с учётом уравнений (2.7) и (2.10)

$$L_{ц\text{реал}} = c_{p_2} T_{Г^*} \left(1 - \frac{1}{\pi_{\Sigma}^{k_2}}\right) \eta_p - c_p (\pi_{\Sigma}^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_{сж}}, \quad (32)$$

где k_2 – показатель изоэнтропы;

c_{p_2} – теплоёмкость газа зависят от состава рабочего тела и его температуры.

Однако диапазон их изменения несоизмерим с диапазоном изменения параметров цикла. Поэтому при качественном анализе уравнения $L_{ц\text{реал}}$ изменение этих величин не учитывается и полагается, что $k_2 = k$ и $c_{p_2} = c_p$.

Из полученного уравнения видно, что работа цикла зависит от величин $T_{Г^*}$, π_{Σ} , от коэффициентов η_c и η_p , учитывающих гидравлические потери в общих процессах сжатия и расширения. Кроме того, работа цикла зависит от температуры атмосферного воздуха $T_{Н}$, которая может изменяться при изменении высоты полёта и атмосферных условий. С изменением скорости полёта изменяется степень повышения давления в входном устройстве и, следовательно, π_{Σ} . Поэтому работа цикла зависит от скорости полёта.

Всё сказанное выше позволяет сделать следующие основные выводы, применительно к камере сгорания:

- как источник подвода тепла камера сгорания лимитирует возможность реализации цикла ГТД;

- основные величины, определяющие эффективность и величину работы ГТД (суммарная степень повышения давления и T_g) напрямую связаны с параметрами на входе и выходе из камеры сгорания и, следовательно с организацией её рабочего процесса;

- потери давления в камере сгорания определяют величину работы ГТД.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой ГТД с точки зрения термодинамики?
2. Какие циклы в термодинамике считают идеальными?
3. Какие основные процессы входят в идеальный цикл ГТД?
4. В чём отличия реального цикла ГТД от идеального?
5. В каких координатах принято изображать циклы ГТД и почему?
6. Какие параметры цикла ГТД наиболее сильно влияют на его КПД и работу?
7. Каким образом камеры сгорания влияют на величину работы и эффективность цикла ГТД?

ГЛАВА 3 ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Рабочий процесс в камерах сгорания газотурбинных двигателей и установок представляет собой совокупность процессов: течения рабочего тела, распыливания и испарения топлива, смесеобразования, воспламенения и горения топливовоздушной смеси, стабилизации пламени, смешения продуктов сгорания с вторичным воздухом, теплообмена в потоке рабочего тела и между элементами конструкции камеры и горячими газами. Его необходимо организовать таким образом, чтобы обеспечить выполнение ряда требований к проектируемому объекту.

3.1 Требования к камере сгорания

Независимо от назначения и конструкции газотурбинного двигателя или установки к их камерам выдвигается ряд основных требований:

1) обеспечение высокой эффективности сгорания топлива.

Эффективность сгорания топлива оценивается коэффициентом полноты сгорания топлива:

$$\eta_r = Q_1 / Q_{II}, \quad (3.1)$$

где Q_1 – количество теплоты, выделившееся в рабочем объёме камеры при горении топлива в единицу времени и пошедшее на нагрев рабочего тела;

Q_{II} – полное количество теплоты, которое могло выделиться в единицу времени. Обычно под коэффициентом полноты сгорания понимают отношение количества тепла, выделившегося при сгорании единицы массы топлива, к его теплотворной способности.

Коэффициент полноты сгорания должен быть высоким в заданном диапазоне режимов работы двигателя и параметров топливовоздушной смеси. В современных высокоэффективных камерах сгорания $\eta_r \geq 0,95 \div 0,99$, а на расчётном режиме $\eta_r = 0,995 \div 0,999$.

Полнота сгорания напрямую определяет экономичность двигателя.

2) малые гидравлические потери полного давления в камере:

$$\Delta p_k^* = p_k^* - p_\Gamma^*, \quad (3.2)$$

где p_k^* и p_Γ^* – полные давления воздуха на входе в камеру сгорания и газа на выходе из неё.

Для удобства использования этой величины как характеристики работы камеры и её сравнения для различных камер сгорания принято оперировать величиной относительных потерь давления (в %).

$$\sigma_\Gamma^* = \Delta p_k^* / \Delta p_\Gamma^* = (p_k^* - p_\Gamma^*) / p_k^*, \quad (3.3)$$

Величина Δp_k^* учитывает три вида потерь полного давления в камере сгорания по характеру их происхождения: потери на трение; турбулентные потери (на местные сопротивления, на смешение потоков, в циркуляционных течениях и т. д.) и потери в потоке при подводе теплоты. Первые два вида ещё называют гидравлическими потерями. По месту возникновения их можно разделить на следующие составляющие потерь: в диффузоре, в кольцевых каналах, на втекание воздуха в отверстия жаровой трубы и элементы фронтального устройства и на смешение струй. Для современных камер сгорания ГТД среднее значение $\sigma_\Gamma^* \geq 3 \div 5\%$.

Потери тепла в окружающее пространство по сравнению с количеством тепла, подводимым к рабочему телу, в КС ТРД составляют до 0,01 %.

Потери давления в камере сгорания также удобно оценивать коэффициентом восстановления полного давления $\sigma_z^* = p_z^* / p_k^* = (p_k^* - \Delta p_k^*) / p_k^* = 1 - \Delta p_k^* / p_k^*$. В современных КС коэффициент восстановления полного давления составляет 0,94...0,96. Величины потерь характеризуют отличия реальных процессов в камере сгорания от идеальных, и являются характеристикой совершенства камеры сгорания с этой точки зрения.

Гидравлические потери практически не зависят от наличия горения, что позволяет на практике определять их в стендовых условиях без розжига камеры.

3) высокая теплонапряженность рабочего объема:

$$H = Q_1 / (V_{ж} p_K), \quad (3.4)$$

где $Q_1 = G_T \cdot Q_H^p \cdot \eta_T$,

$V_{ж}$ – внутренний объем жаровой трубы, м³;

G_T – расход топлива, кг/ч.

Высокая теплонапряженность рабочего объема позволяет получить малые размеры, а, следовательно, и массу камеры сгорания. В современных камерах сгорания стационарных установок $H = 200 \div 600$ кДж/(м³·ч·Па), в авиационных ГТД $H = 4000 \dots 6500$ кДж/(м³·ч·Па).

4) обеспечение устойчивой (без срывов и пульсаций) работы на различных рабочих режимах двигателя или энергетической установки осуществляется за счёт стабилизацией фронта пламени в зоне горения. Средние скорости движения потока в камерах сгорания больше, чем турбулентная скорость распространения фронта пламени, поэтому для удержания факела в передней части зоны горения необходимы специальные мероприятия. Обычно для этого используют лопаточные завихрители или плохобтекаемые тела, расположенные в фронтовом устройстве жаровой трубы.

5) обеспечение заданной неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания, которая оценивается коэффициентом неравномерности поля температур газа (в %):

$$\delta = (T_{\max}^* - T_{\min}^*) / T_{\text{ср}}^* \quad (3.5)$$

где T_{\max}^* и T_{\min}^* – соответственно максимальная и минимальная температуры торможения отдельных струек газа в выходном сечении камеры сгорания;

$T_{\text{ср}}^*$ – средняя (расчетная) температура газа за камерой.

Это требование связано с обеспечением прочности и долговечности лопаток турбины.

В стационарных ГТУ значение δ составляет 5 – 10 %, а в авиационных ГТД $\delta = 15 \div 20$ % и более. Для авиационных ГТД выражение для δ чаще всего используется в виде:

$$\delta' = (T_{\max}^* - T_{\text{ср}}^*) (T_{\text{ср}}^* - T_{\text{к}}^*),$$

где $T_{\text{к}}^*$ — температура воздуха на входе в камеру.

6) быстрый и надёжный запуск. Мировая тенденция развития камер сгорания газотурбинной техники заключается в сжигании обеднённых топливовоздушных смесей, для зажигания которых требуются мощные тепловые источники. В земных условиях розжиг должен быть обеспечен в диапазоне температур от минус 40° до плюс 40 °С. Сам процесс поджога топливо-воздушной смеси может быть обеспечен как свечой зажигания, так и воспламенителем, представляющим собой миниатюрную камеру сгорания с центробежной форсункой, свечой и подводом воздуха от компрессора. Иногда высотный запуск обеспечивается подачей кислорода независимо от способа воспламенения смеси при запуске, при реализации этого процесса возникает ряд проблем. Эти проблемы связаны с обеспечением источника тепловой энергии, требуемого её уровня в широком диапазоне температур и давлений, формировании в зоне его расположения определённых газодинамических условий и состава топливовоздушной смеси, а также определённых условий взаимодействия с основным потоком рабочего тела. Решение этих проблем на сегодняшний день недостаточно методологически проработано и в основном достигается в процессе экспериментальной стендовой доводки камеры сгорания.

7) максимальная простота и технологичность конструкции при значительном ресурсе и удобстве эксплуатации.

8) отсутствие вредных веществ в продуктах сгорания, нагаро- и коксообразования.

Оценивается такими показателями как индекс эмиссии, параметры эмиссии и число дымности. Уровень выбросов дыма (Smoke number), несгоревшего топлива и газообразных веществ, загрязняющих атмосферу - оксидов азота (NO_x), оксидов углерода (CO), несгоревших углеводородов (HC) –должен соответствовать международным нормам ИКАО (Международной организации гражданской авиации).

В настоящее время основной целью при создании новых камер сгорания является высокая эффективность рабочего процесса в плане

роста температуры рабочего тела при условии обеспечения заданного уровня вредных выбросов и гидравлических потерь.

Помимо этих основных требований, к каждой конкретной камере сгорания могут выдвигаться специфические требования: работы на различных сортах или даже видах топлива, использование доступных и относительно недорогих конструкционных материалов, увеличенный ресурс и т.д.

3.2 Организация рабочего процесса камеры сгорания

Совершенствование существующих камер сгорания и разработка перспективных связано с разработкой новых способов организации рабочего процесса, позволяющих обеспечить выполнение как основных, так и специфических требований к камере сгорания на более высоком уровне.

В результате обобщения экспериментального опыта и на основе положений теории горения для конструирования и расчёта камер сгорания были сформулированы следующие основные принципы организации рабочего процесса:

1) разделение рабочего объёма камеры сгорания по длине на: первичную зону горения, промежуточную зону и зону разбавления (рисунок 3.1).



Рисунок 3.1 – Деление рабочего объёма камеры на зоны

В первичной зоне создаются условия для стабилизации пламени и достижения высокой полноты сгорания: интенсивность турбулентности, температура и время пребывания.

На некоторых режимах работы ГТД, химические реакции процесса горения не успевают завершиться в первичной зоне. Тогда промежуточная зона становится как бы продолжением первичной зоны и в ней проходит догорание богатых топливом областей, прежде

чем в зоне разбавления происходит их охлаждение и замораживание реакций.

Зона разбавления предназначена для формирования требуемого распределения температуры на выходе из камеры сгорания за счёт подачи в жаровую трубу избыточного воздуха, который не участвует в процессе горения и охлаждении её стенок. Иногда первичную и промежуточные зоны называют зоной горения, а зону разбавления – зоной смешения.

Распределение воздуха по зонам «традиционной» камеры сгорания представлено на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Распределение воздуха в камере сгорания традиционного типа

2) подвод первичного воздуха по длине зоны горения производится постепенно (ступенчато). При однократной подаче в первичную зону топлива, особенно жидкого, и всего воздуха, предназначенного для реализации процесса горения трудно добиться их качественного перемешивания и соответственно, завершения процесса горения в первичной зоне.

3) турбулизация потока в зоне горения, позволяющая интенсифицировать процессы тепло- и массообмена, смесеобразования и увеличить скорость распространения пламени.

4) стабилизация фронта пламени в зоне горения путём формирования зоны обратных токов (ЗОТ).

5) оптимизация распределения топлива по первичной зоне с учётом газовой динамики камеры сгорания с целью обеспечения быстрого дробления жидкого топлива на капли и перемешивания топлива с воздухом.

6) использования для охлаждения основных деталей камеры сгорания, поступающего в камеру сгорания воздуха (например, для стенок жаровой трубы), а иногда топливом (для форсунок).

3.3 Рабочий процесс камер сгорания

Сложность рабочего процесса камер сгорания газотурбинной техники объясняется наличием большого количества различных физико-химических процессов, протекающих одновременно и в одном объёме. Основными элементами рабочего процесса камер сгорания являются: аэродинамика потоков газа, подача топлива, его испарение и смешение с воздухом, воспламенение и горение смеси, стабилизация пламени, тепло- и массообмен.

Рассмотрим эти элементы рабочего процесса (рисунок 3.3) и влияние на них различных факторов.

Воздух, поступающий к камере сгорания от компрессора имеет значительные скорости $\omega_в$ (150 – 200 м/с и более). Перед фронтальным устройством жаровой трубы располагается диффузор, снижающий скорость воздушного потока: для авиационных ГТД до 65 – 90 м/с и до 45 – 60 м/с в стационарных ГТУ.

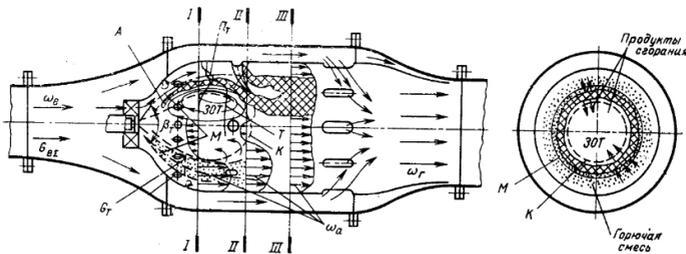


Рисунок 3.3 – Схема организации рабочего процесса в зоне горения

Часть этого воздуха (первичный воздух G_1) через фронтальное устройство и ряды боковых отверстий в жаровой трубе подводится в зону горения. При этом в зоне горения обеспечивается коэффициент избытка первичного воздуха $\alpha_1 = \alpha_т = G_1 / (G_T L_0) = 1,2 \div 1,5$. Часть первичного воздуха ($G_{фр}$) поступает внутрь жаровой трубы через фронтальное устройство в начале зоны горения. Обычно величина $\alpha_{фр} = G_{фр} / (G_T L_0) = 0,2 \div 0,5$.

За счёт использования лопаточных завихрителей радиальные и тангенциальные составляющие скорости потока приобретают большие значения. Среднерасходные осевые скорости ω_a в зоне горения камер сгорания ГТУ обычно не превосходят 12 – 17 м/с, а у

авиационных ГТД, могут достигать 25 – 30 м/с. На размеры ЗОТ помимо закручивания потока влияют и другие факторы. Так, например, наличие процесса горения уменьшает объём ЗОТ вследствие того, что с ростом температуры газов их плотность уменьшается. Это приводит к формированию ЗОТ. Первичный воздух движется по спирали между зоной обратных токов K и внутренней поверхностью стенки жаровой трубы. Чтобы предотвратить отрыв потока воздуха от стенок фронтального устройства, угол раскрытия конической обечайки жаровой трубы и угол закручивания потока лопатками завихрителя должны быть согласованы между собой. Температура газа в поперечном сечении зоны горения возрастает от температуры T_k входящего воздуха у стенок жаровой трубы до температуры T_r (процесса горения) во фронте пламени у внешней границы ЗОТ. Внутри ЗОТ, где в основном содержатся продукты сгорания, температура практически не меняется.

Структура течения в зоне горения и положение фронта пламени с точкой стабилизации A схематически показаны на рисунке 3.3. Выходя из завихрителя, кольцевая закрученная струя воздуха увлекает к внутренней поверхности жаровой трубы часть горячих газов из ЗОТ и нагревается, смешиваясь с ними. В эти слои течения из форсунки полым коническим потоком с углом β_T подаётся распыленное топлива G_m , обеспечивая его максимальную концентрацию a_m , отмеченную линией M . После частичного испарения мельчайших капель топлива в начале зоны горения, во внутренней части кольцевого потока, обтекающего ЗОТ, образуется подогретая паровоздушная горячая смесь. Воспламеняясь под воздействием раскалённых газов ЗОТ, первые объёмы горючей смеси обеспечивают испарение и воспламенение последующих порций смеси, образуя поверхность фронта пламени и факел. Фронт пламени начинается в точках стабилизации A , образующих в пространстве кольцо, на котором скорость движения смеси равна скорости распространения пламени.

От точек A поверхность фронта пламени будет формироваться в соответствии с характером эпюры осевой скорости, образуя косой фронт пламени, описываемый законом русского физика Михельсона (Основной закон горения в движущемся газе, известный также как закон косинуса: проекция скорости набегающего потока на нормаль

к поверхности фронта пламени всегда равна нормальной скорости горения). Основная масса топлива и воздуха (кольцевой закрученной струи) охватывает поверхность фронта пламени снаружи. Образующаяся горючая смесь выгорает с внутренней стороны этой кольцевой струи. На нижней половине рисунка 3.3 для сечений $I - I$, $II - II$, $III - III$ показаны типичные эпюры осевых скоростей по длине зоны горения.

На границе ЗОТ осевая скорость $\omega_a = 0$ (поверхность K). В слоях воздушного течения, примыкающих к границе ЗОТ, градиент осевых скоростей очень большой, что обеспечивает интенсивное турбулентное перемешивание. В ядре кольцевого потока осевые скорости значительны, что определяет увеличение толщины зоны выгорания по длине. На характер и положение поверхности фронта пламени сильное влияние оказывают боковые струи первичного воздуха. При увеличении глубины проникновения струи факел пламени сильно деформируется и может даже разрываться. За струей могут образоваться отдельные зоны горения, увеличивающие общую поверхность факела и дополнительно турбулизирующие поток. Интенсивность турбулентности за боковыми струями достигает 30 % и более.

Изменения в процессах тепло- и массообмена на различных режимах работы камеры сгорания могут сказываться на положении фронта пламени. Чтобы этого не происходило, проводится доводка фронтных устройств. Количество теплоты, выделившейся по длине зоны горения, определяется изменением полноты сгорания топлива η_r (рисунок 3.4). Характер кривой тепловыделения зависит от многих факторов, особенно от распределения и способов подачи воздуха по длине зоны горения. Тепловыделение начинается на некотором расстоянии от форсунки, в месте, где образуется значительное количество паров топлива и горючей смеси.

При неправильном размещении боковые струи турбулизируют смесь, не увеличат поверхность пламени, а разрушат зону обратных токов, нарушив рабочий процесс. На бедных смесях может даже произойти срыв пламени. Поэтому выбор наилучшего распределения подвода первичного воздуха по длине зоны горения – важнейшая задача проектирования и доводки камеры сгорания, от успешного решения которой зависят основные характеристики работы камеры: полнота сгорания топлива, её изменение при различных нагрузках,

потери полного давления, запуск и срыв, теплонапряжённость конструкции, поля температуры и токсичность газов. Увеличивая глубину проникновения боковых струй воздуха можно повысить коэффициент полноты сгорания топлива, особенно при малых α_t , но одновременно ухудшить характеристики срыва, сужая диапазон устойчивой работы камеры.

Рост тепловых нагрузок объёма камеры сгорания возможен только при надёжной защите стенок жаровой трубы и других деталей от перегрева. Стенки жаровой трубы охлаждают потоком холодного воздуха, обеспечивая отсутствие около них застойных зон и рециркуляционных токов.

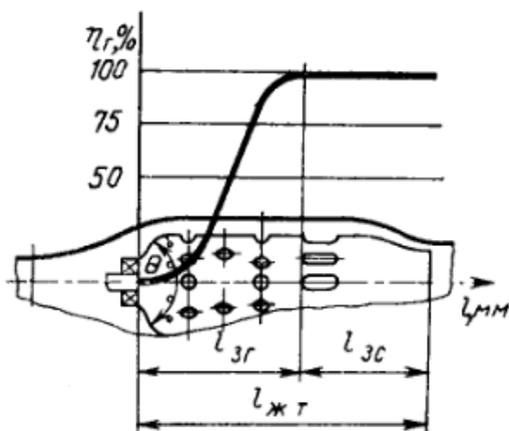


Рисунок 3.4 – Изменение полноты сгорания топлива по длине камеры сгорания

3.4 Влияние различных факторов на рабочий процесс камер сгорания

Как уже отмечалось, характер протекания и схема организации рабочего процесса в камере сгорания ГТД зависят от многих факторов, и, прежде всего от конструкции фронтного устройства, форсунки, а также параметров воздуха T_k , p_k и ω_k на входе в камеру сгорания. Желание снизить при проектировании двигателя его размеры и массу, приводит к использованию срывных диффузоров,

из-за чего возрастают потери давления в потоке воздуха, повышается неравномерность полей скорости и давления перед фронтальным устройством. Кроме того, наличие в воздушном тракте диффузора различных элементов конструкции (стоек, топливных трубопроводов и топливных коллекторов, форсунок и т.д) также генерирует асимметрию структуры течения на входе в зону горения, а иногда и на выходе из камеры сгорания. Это в значительной мере увеличивает объем доводочных работ.

Наиболее существенно влияние конструкции фронтального устройства. Исследованиями установлено, что изменение угла θ наклона стенок переходного конуса фронтального устройства и угла φ установки лопаток регистра (рисунок 3.5), а также соотношением между ними, можно влиять на течение потока газов в зоне горения.

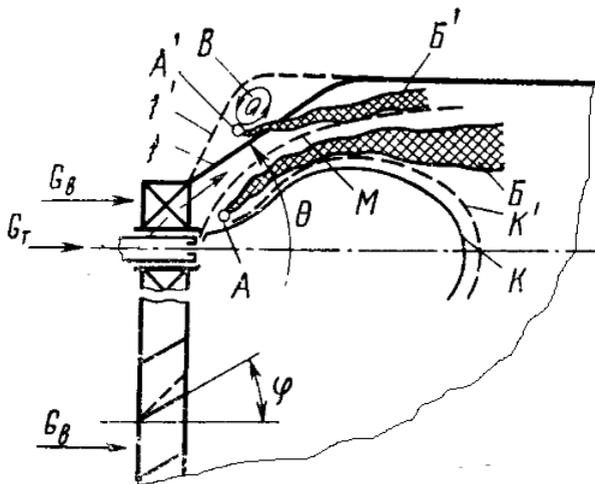


Рисунок 3.5 – Влияние конструкции на рабочий процесс (1 и 1^л- положения обечайки фронтального устройства)

Рост этих углов до некоторых значений приводит к увеличению диаметра зоны обратных токов. При увеличении угла θ или уменьшении угла φ может появиться отрыв потока от стенок переходного конуса, с образованием периферийной циркуляционной зоны B . При этом условия стабилизации пламени могут помимо точек A возникнуть в точках A' . Появится новый, второй фронт пламени B' одновременно с расчетным B или вместо него. К этому

фронту B' горючая смесь поступает не с внешней, а с внутренней стороны, из-за его близкого расположения к стенкам жаровой трубы. Это приводит к повышению температуры стенки, а как следствие – к нагарообразованию, короблению, прогару и искажению полей температуры газов за камерой сгорания. Положение фронта пламени становится менее устойчивым из-за того, что течение закрученного воздушного потока с регулярными отрывами от стенок обечайки ведёт к колебаниям состава образующейся горючей смеси и возникновению недопустимого для камеры пульсирующего горения.

Характеристики работы форсунки, физико-химические свойства топлива и параметры воздуха на входе влияют на рабочий процесс камеры следующим образом. От размеров капель зависят скорости их прогрева и испарения, образования горючей смеси, а в конечном итоге и сгорание топлива. Увеличение среднего диаметра капель от 80 – 100 до 140 – 150 мкм приводит к уменьшению коэффициента полноты сгорания топлива η_r на 20 – 30 %. С ростом вязкости топлива влияние размера капель усиливается, что важно для камер сгорания ГТУ, иногда работающих на дизельном топливе. Уменьшение размеров капель топлива также может привести к неполному сгоранию топлива, поскольку капли меньшего диаметра быстрее прогреваются, испаряются и для их горения нужен более ранний подвод первичного воздуха.

Влияние температур воздуха и топлива на рабочий процесс происходит аналогично. С одной стороны, их возрастание повышает эффективность процесса подготовки топливо-воздушной смеси, а значит и полноту сгорания за счёт более быстрого испарения капель. С другой стороны, при нагреве капель топлива выше определённого значения η_r может снизиться из-за переобогащения смеси на начальных участках зоны горения. Поэтому зависимость η_r от температуры топлива T_r имеет экстремум. Рост η_r наблюдается при подогреве топлива до температуры, близкой к температуре его кипения.

Физико-химические свойства топлива существенно влияют на качество его сгорания при изменении режима работы ГТД. На расчётном режиме выгорание любого топлива организовано хорошо. Изменение режима, например, за счёт снижения нагрузки, падения температуры, давления воздуха и расхода топлива отражается на полноте процесса горения. Более тяжёлые по фракционному составу

топлива с ростом α_{Σ} сгорают менее эффективно, чем лёгкие. Однако если α_{Σ} станет меньше оптимального для лёгкого топлива, то тогда тяжёлое топливо может выгорать лучше, так как для него $\eta_{\Gamma \max}$ достигается обычно на более богатых смесях. Замена тяжёлого топлива лёгким по сути аналогична подогреву или улучшению качества его распыливания.

Увеличение скорости воздуха на входе в камеру сгорания приводит к снижению полноты сгорания топлива из-за уменьшения времени его пребывания в зоне горения. При уменьшении скорости воздуха процесс сгорания ухудшается по причине снижения скоростей перемешивания, распространения пламени и изменения аэродинамической структуры течения. Поэтому каждый вид топлива имеет определённый оптимальный объёмный расход воздуха, при котором процесс горения происходит наиболее качественно. Оптимальный расход уменьшается при увеличении теплоты испарения. В этом случае, ускоряя испарение топлива за счёт подогрева или улучшения распыливания можно ослабить отрицательное влияние влияния скорости воздуха.

Время пребывания топлива в зоне горения определяется траекторией движения частиц топлива в зоне горения. Оно должно несколько превышать время, необходимое для сгорания. Варьируя углом раскрытия топливного факела на выходе из форсунки, можно изменять время пребывания топлива в зоне горения. Топливо может по-разному распределяться по слоям первичного воздуха, при этом изменяются условия его подогрева, испарения, смешения с воздухом и горения.

Кроме наиболее распространённой в ГТД и ГТУ конструкции жаровой трубы с лопаточным завихрителем в центре фронтального устройства, существуют и другие конструкции, рабочий процесс которых может иметь отличия. На рисунке 3.6 показана схема жаровой трубы с полусферическим фронтальным устройством жалюзийного типа («тёрки») и обтекателем. В ней система прорезей с отгибом краёв щелей в виде козырьков создаёт за собой течение воздуха в виде пелены, распространяющейся по внутренней поверхности полусферы. Расход воздуха $G_{\text{фр}}$, проходящего через такое фронтальное устройство, невелик, порядка 3 – 6 % $G_{\text{в}}$, а скорость не превышает 10 – 15 м/с. Интенсивность же турбулентности здесь

Достоинством рассматриваемой схемы является тот факт, что зоной горения получают более равномерные поля осевой скорости и температуры, что позволяет легче обеспечить требуемые поля перед турбиной. Недостатки заключаются в том, что такая схема имеет как правило большие потери давления, кроме того приближение высокотемпературных объёмов к стенкам жаровой трубы снижает её долговечность.

Высокие значения коэффициента полноты сгорания топлива при разных топливах, условиях подготовки горючей смеси и режимах работы могут быть получены соответствующим распределением воздуха по длине зоны горения и особенно в её начальной части. Как показывают исследования, рассредоточено вводя по длине зоны горения потоки первичного воздуха, можно влиять на полноту выгорания топлива, интенсифицируя рабочий процесс камеры сгорания. На рисунке 3.7 показано изменение коэффициента полноты сгорания для керосина по длине жаровой трубы в зависимости от закономерности подвода первичного воздуха. Если весь первичный воздух с $\alpha_r \approx 1,5$ проходит через лопаточный завихритель (линия 1), то высокие значения η_r достигаются на очень большой длине камеры.

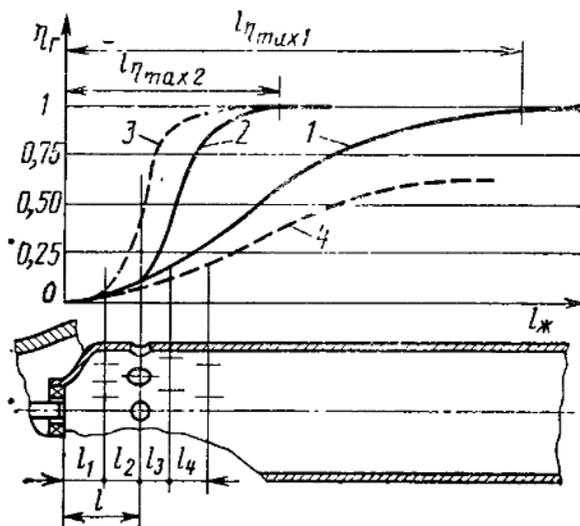


Рисунок 3.7 – Зависимость изменения полноты сгорания от характера подачи первичного воздуха по длине жаровой трубы

Процесс резко интенсифицируется, когда через регистр подаётся только часть первичного воздуха ($\alpha_{\text{фр}} \approx 0,4$), а большая часть воздуха проходит в отверстия, расположенные на расстоянии l от регистра. В этом случае начальная часть зоны горения не переохлаждается излишним количеством воздуха. Этим обеспечивается высокий уровень температур в зоне горения, необходимый для испарения и химической реакции.

Коэффициент $\eta_{\text{г max}}$ достигается на значительно меньшей длине $l_{\eta \text{ max}2}$. Оптимальную зависимость $\eta_{\text{г}} = f(l_i)$ (линия 3) иногда получают за счёт размещения нескольких рядов отверстий в сечениях, отстоящих друг от друга на расстояния l_1, l_2, \dots . И наоборот, при нерациональном выборе закона подвода воздуха можно существенно ухудшить качество работы камеры (линия 4).

На рисунке 3.8 показан характер воздействия боковых струй воздуха на поток горючей топливовоздушной смеси Γ и поверхность фронта пламени B в зависимости от различных факторов.

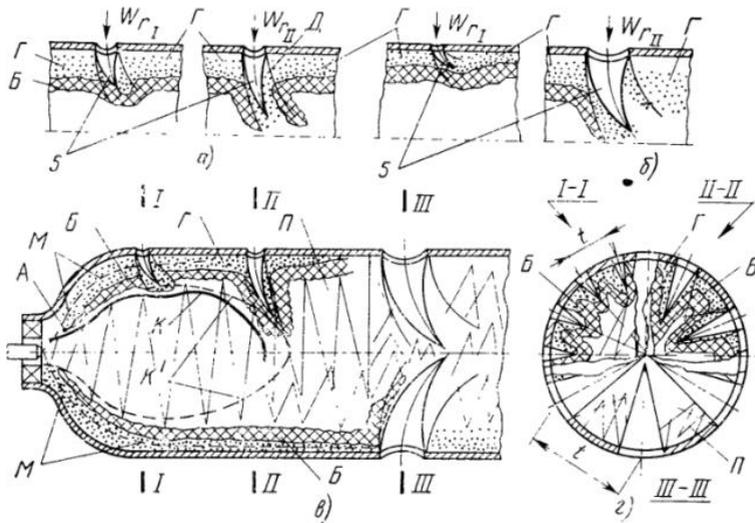


Рисунок 3.8 – Влияние закономерностей подачи струй первичного воздуха на положение поверхности фронта пламени: а – перепад давлений; б – размер отверстий; в – характер распределения отверстий; г – глубина проникновения струй воздуха; А – исходные точки стабилизации пламени; Б – поверхность пламени; М – основная масса топлива; Г – горючая смесь; Д – пограничный слой струи; П – продукты сгорания

На рисунке 3.8 (а) диаметр отверстий одинаковый, а скорость воздуха в отверстиях за счёт разных перепадов статического давления – разная ($\omega_{г II} > \omega_{г I}$). Видно, что струя со скоростью $\omega_{г I}$ проникает неглубоко и только несколько деформирует поверхность фронта пламени *Б*. Струя со скоростью $\omega_{г II}$ разрывает эту поверхность. Такой разрыв эффективен для рабочего процесса, осуществляемого в схеме с «тёрочным» фронтным устройством. Здесь, когда в ЗОТ имеется много паров топлива, это обеспечит его выгорание внутри зоны обратных токов. При использовании схемы с лопаточным завихрителем, когда струи вводятся в конце ЗОТ и не разрушают её, а камера сгорания работает на богатых смесях, такой разрыв также полезен. Пограничный слой струй *Д* насыщается топливом вокруг всей струи, смесь успешно выгорает, а выделяющаяся теплота компенсирует охлаждающий эффект струй на ЗОТ.

За струями фронт пламени продолжает своё существование и развитие, когда эти струи расположены не очень близко между собой в плоскости поперечного сечения жаровой трубы.

На рисунке 3.8 (б) показана струя 5 со скоростью $\omega_{г I}$, эффективное воздействие которой на процесс выгорания топлива незначительно из-за малой глубины её проникновения в основной поток зоны горения. В свою очередь введение струи 5 со скоростью $\omega_{г II}$ в начальной части зоны горения вообще недопустимо. Большая глубина проникновения и сильное охлаждающее воздействие таких струй ведёт к разрыву общего фронта пламени и исключают догорание топлива в потоке за сечением ввода таких струй.

Схемы продольных и поперечных сечений жаровой трубы с вводом боковых струй воздуха в зону горения даны в верхней части рисунка 3.8 (з), а без ввода – в нижней.

При распределённой подаче первичного воздуха благодаря развитой поверхности фронта пламени *Б*, высокой турбулентности и температуры по всей зоне горения, топливо успевает выгореть до сечения *III*, где через большие отверстия смесителя камеры вводятся струи вторичного воздуха для охлаждения продуктов сгорания.

При подаче всего первичного воздуха через регистр фронтного устройства (нижняя часть рисунка 3.8 (з)) фронт пламени имеет более гладкую, близкую к цилиндрической поверхность. Первоначальная турбулизация потока завихрителем быстро затухает, процессы перемешивания, подогрева и реагирования идут медленнее

и той же длины зоны горения для выгорания, а топлива оказывается недостаточно.

Интенсификация общего процесса горения боковыми струями воздуха эффективна при работе на богатых смесях и может приводить к неустойчивой работе и более раннему срыву пламени на бедных смесях. При бедных смесях топливом насыщаются только передние части пограничного слоя струй. Вокруг всей струи горения уже не происходит и глубоко проникающие в ЗОТ струи способны переохладить её ядро. Это снижает поджигающую способность ЗОТ, подогрев поступающих порций топлива и ухудшает условия стабилизации фронта пламени. Значительная теплонапряжённость рабочего объёма (более 4,2 МДж/(м³·ч·Па)) для камер сгорания неблагоприятно сказывается на долговечности конструкции, потерях давления, равномерности полей скоростей и температуры газа на выходе из камеры.

В последние годы желание разработчиков авиационных двигателей снизить выбросы токсичных веществ и прежде всего окислов азота, привело к появлению новых схем организации рабочего процесса:

1) RQL (Rich (burn) – (quick) Quench – Lean (burn)) – сжигание обогащённой смеси топлива с последующим быстрым перемешиванием с воздухом и догоранием обеднённой смеси;

2) LPP (Lean Premixed Pre vaporized) – горение обеднённой, предварительно испарённой и перемешанной смеси с топливом;

3) LDI (Lean Direct Injection) – горение обеднённой смеси с прямым впрыском топлива;

4) Staged Combustion (SC) – зональное сжигание топлива.

1) концепция RQL («богато-бедного» типа) основана на идее двухзонной камеры сгорания. В первичной зоне такой камеры сгорания организуется горение гомогенной «богатой» топливо-воздушной смеси, а во вторичной зоне – «бедной» смеси. Такое разделение на зоны имеет своей целью поддержание средних температур газа ниже той величины, за которой начинается резкое увеличение скорости образования оксида азота. Основная проблема таких камер сгорания – неизбежность перехода через стехиометрические зоны при подводе вторичного воздуха, поэтому в каждом конкретном случае успех реализации концепции определяется качеством процесса в зоне смешения. К преимуществам

концепции RQL можно отнести устойчивое горение и отсутствие проскоков пламени.

2) концепция LPP на сегодняшний день является одним из самых эффективных средств снижения образования оксидов азота газотурбинными камерами сгорания. Основная идея этой схемы организации рабочего процесса заключается в осуществлении горения с предельно низкой температурой пламени. Для этого проводится сжигание как можно более бедной смеси. Для исключения появления локальных стехиометрических зон, в которых может образоваться NO_x , состав этой смеси должен быть по возможности однородным, что достигается использованием предварительно перемешанной и испарённой топливовоздушной смеси. Гомогенная ТВС подготавливается в специальном смесителе и включает впрыск жидкого топлива, испарение его капель и перемешивание с воздухом до состояния однородной смеси, которая затем поступает для сгорания в жаровую трубу. Исходя из уровня развития технологий современного двигателестроения, в чистом виде такой подход пока может быть реализован только в наземных энергетических установках. В ходе их создания были выявлены серьёзные недостатки такой организации процесса горения: срывы пламени, его проскоки в зону предварительного смешения и неустойчивость горения. Так как обеднение зоны горения ведёт к увеличению образования CO и снижению полноты сгорания, приходится в каждом конкретном случае искать оптимум между этими показателями и оксидами азота.

3) концепция LDI базируется на впрыске топлива прямо в жаровую трубу и быстром его смешении с большим количеством воздуха. Если топливо с воздухом успевают качественно перемешаться и превратиться в обеднённую смесь до начала процесса горения, то это позволяет снизить температуру в пламени и соответственно образование оксидов азота. Недостатком данной концепции является тот факт, что большой расход воздуха (до 70%) через фронтное устройство уменьшает возможности по охлаждению жаровой трубы вторичным воздухом и по формированию им поля температур перед турбиной.

4) концепция Staged Combustion (зонированного сжигания топлива) состоит в обеспечении в зоне горения температуры в диапазоне между пределом бедного срыва и температурой

диссоциации молекулярного кислорода. Зонирование обеспечивается посредством оптимального распределения топлива между двумя зонами камеры (с радиальным или осевым расположением). Горение в пилотной зоне обеспечивает работу камеры сгорания на всех режимах с коэффициентом избытка воздуха равным единице, а основная зона отвечает за оптимальные экологические характеристики на повышенных режимах работы. Коэффициент избытка воздуха в ней больше единицы.

Можно предположить, что выход на первое место каких-либо других задач, например, связанных с использованием альтернативных топлив, или дальнейшим увеличением степени сжатия в компрессоре вызовет появления новых схем организации рабочего процесса.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные требования к камерам сгорания ГТД
2. Каковы основные принципы организации рабочего процесса камер сгорания?
3. На какие зоны принято разбивать камеру сгорания с точки зрения организации рабочего процесса?
4. В чём состоит сложность рабочего процесса камер сгорания газотурбинной техники?
5. Что такое зона обратных токов? Какие функции она выполняет?
6. Назовите наиболее важные факторы, влияющие на рабочий процесс камер сгорания
7. Какие новые схемы организации рабочего процесса вам известны?

ГЛАВА 4 ТОПЛИВА ГТД И ГТУ

4.1 Краткая характеристика топлив, применяемых для ГТД и ГТУ

Топливо представляет собой вещество, специально сжигаемое для получения теплоты. С точки зрения использования любое топливо должно обеспечивать:

- 1) выделение при сгорании как можно большего количества теплоты;
- 2) лёгкое воспламенение и устойчивое горение;
- 3) доступность и распространённость исходного сырья, рентабельность при добыче и производстве;
- 4) дешевизну использования в конкретном техническом устройстве;
- 5) сохранение своих свойств при хранении и транспортировке.

Этим требованиям наиболее полно отвечают вещества органического происхождения: такие как нефть, природный газ, ископаемый уголь, горючие сланцы, торф.

По агрегатному состоянию все виды топлива могут быть разделены на газообразные, жидкие и твёрдые, а по происхождению на естественные и искусственные (таблица 4.1).

Таблица 4.1 – Деление топлива по агрегатному состоянию и происхождению

Агрегатное состояние	Топливо естественное	Топливо искусственное
Газообразное	Природный и нефтепромысловый газы	Газы (генераторный, водяной, светильный, коксовый, нефтеперерабатывающих заводов)
Жидкое	Нефть	Бензин, керосин, дизельное топливо, смазочное масло, спирт, различные смолы
Твёрдое	Ископаемые угли, дрова, горючие сланцы, торф	Каменноугольный кокс, брикетированное и пылевидное топливо, древесный уголь

Для ГТД и ГТУ также необходимо, чтобы топливо обладало рядом свойств, обеспечивающих длительную и бесперебойную работу на всех режимах. К таким свойствам следует отнести:

- высокую полноту сгорания при нормально протекающем процессе горения;
- надёжный запуск в широком диапазоне изменения внешних условий;
- химическую и физическую стабильность при транспортировке, хранении и перекачке по магистралям системы топливоподачи;
- низкое содержание веществ, способствующих отложению нагара на горячих деталях двигателя или установки;
- неагрессивность топлива и его продуктов сгорания по отношению к материалам деталей двигателя или установки;
- высокую степень чистоты, т.е. отсутствие в составе топлива воды и различного рода примесей.

Наиболее полно этими свойствами обладают жидкие и газообразные углеводороды, которые и используются в настоящее время в качестве топлив ГТД и ГТУ, что является причиной появления особенностей в конструкции их систем смесеобразования и топливоподачи в соответствии с фазовым состоянием топлива.

Для любого топлива, как энергоносителя, основным свойством является его энергоёмкость, которую оценивают плотностью (кг/м^3) и теплотворностью (Дж/кг).

Тяга и мощность, которую развивают ГТД и ГТУ прямо пропорциональны теплотворности топлива, следовательно, её величина определяет расход топлива. Поскольку на летательных аппаратах топливо находится в баках, то с целью уменьшения их размеров целесообразно использовать топлива с большей плотностью.

Соответствие состава топлива принятым стандартам и степень его чистоты характеризуют качество энергоносителя, поставляемого потребителям.

С точки зрения условий, обеспечивающих образование качественной ТВС, к жидким энергоносителям предъявляется дополнительное требование оптимальной испаряемости. В последнее время высокую актуальность приобрели так называемые «экологические требования», предъявляемые к топливам в связи с общим увеличением выбросов в атмосферу вредных веществ по причине техногенной деятельности человека. Для всех видов топлива

основным, в этом плане, является требование снижения выбросов продуктов неполного сгорания (СО, сажи, несгоревших углеводородов, в том числе и полициклических ароматических), паров жидкого топлива (не только двигателями, но и нефтеперегонными заводами), окислов азота, соединений серы.

Кроме перечисленных, общих для всех видов топлива требований, для каждой из групп газотурбинного топлива существует ряд специфических, которые находят отражение в ряде аспектов эксплуатации двигателей

4.2 Классификация топлив

Топлива принято классифицировать по ряду признаков:

- 1) по назначению:
 - а) для двигателей с искровым зажиганием (бензин);
 - б) для двигателей с воспламенением от сжатия (дизельное топливо);
 - в) для газотурбинных двигателей и установок (газотурбинное топливо);
 - г) для котельных агрегатов (топочный, флотский, мартеновский мазут);
 - д) для маломощных отопительных установок, среднеспособных сельскохозяйственных теплогенераторов (печное топливо, керосин);
- 2) по физическому состоянию: твёрдое, жидкое, газообразное;
- 3) по сырьевому источнику (естественного и искусственного происхождения);
- 4) по технологии получения (прямогонное, вторичных процессов, и т.д.).

В химмотологии – науке исследующей взаимосвязи между качеством горючесмазочных материалов и надёжностью техники где они используются принято использовать классификацию по назначению.

С этой точки зрения газотурбинное топливо принято разделять на две группы: реактивное топливо и топливо для газотурбинных установок.

4.3 Реактивное топливо

4.3.1 Требования к реактивным топливам

Основным требованием к топливам любых транспортных средств является обеспечение надёжной и экономичной эксплуатации двигателей.

К реактивным топливам предъявляется ряд специальных требований:

- хорошая испаряемость для получения высокой полноты сгорания;
- низкотемпературные свойства, обеспечивающие надёжную прокачиваемость;
- низкая склонность к образованию отложений в топливных системах,
- высокая химическая и термоокислительная стабильность;
- хорошая совместимость с материалами топливных систем двигателя и оборудования для хранения и транспортировки топлива;
- хорошие противоизносные свойства, исключаящие повышенный износ деталей топливной аппаратуры;
- электропроводимость, обеспечивающая электробезопасность.

Требования к характеристикам топлива для реактивных двигателей приведены в таблице 4.2 (к техническому регламенту "О требованиях к автомобильному и авиационному бензину, дизельному и судовому топливу, топливу для реактивных двигателей и топочному мазуту", введённому в действие Постановлением Правительства Российской Федерации №118 от 27 февраля 2008 г.).

Выполнением перечисленных требований для реактивных топлив обеспечивается за счёт систематического контроля качества топлива и его соответствия важнейшим показателям, указанным в ГОСТах на этапах его производства, при поступлении на склад и при выдаче на заправку.

Показатели качества и методы их оценки, включённые в стандарт на топливо, должны позволять быстро определять вид топлива, его марку и основные свойства как в условиях завода-изготовителя, так и у потребителя. В стандарте на топливо обязательно предусматривается определение тех свойств, которые склонны к изменению в условиях транспортирования и хранения.

Заданный в госстандартах комплекс свойств затем определяют с помощью комплекса квалификационных методов испытаний топлив.

Это наиболее полный по оценке эксплуатационных свойств топлив комплекс методов предусматривает определение всех (за исключением токсичности) эксплуатационных свойств реактивных топлив, в том числе испаряемости, воспламеняемости и горючести, склонности к образованию отложений, совместимости с материалами, прокачиваемости, противоизносных и защитных свойств, электризуемости и стабильности при хранении.

4.3.2 Основные свойства реактивных топлив и методы их определения

Реактивные топлива обладают большим количеством различных свойств, влияющих как на рабочий процесс авиационных двигателей, так и на их эксплуатацию. Рассмотрим подробнее те свойства топлив, которые связаны с рабочим процессом камер сгорания.

4.3.2.1 Испаряемость

Испаряемость при прочих равных условиях характеризует скорость образования горючей смеси паров топлива и воздуха и таким образом определяет полноту сгорания и связанные с этим особенности работы ГТД: лёгкость запуска, нагарообразование, дымление, теплонапряжённость отдельных участков камер сгорания. От испаряемости топлива также зависит парциальное давление его паров в надтопливном пространстве баков летательных аппаратов, которое обуславливает потери топлива в полете и избыточное давление в баках, необходимое для обеспечения бескавитационной работы топливных насосов. Уменьшение испаряемости топлива затрудняет организацию его полного сгорания в ГТД, но облегчает бескавитационную работу топливных насосов и снижает потери от испарения. Испаряемость реактивных топлив оценивают такими показателями как фракционный состав и давление насыщенных паров.

Таблица 4.2 – Требования к характеристикам топлива для реактивных двигателей

Характеристики топлива для реактивных двигателей	Единица изм.	Нормы в отношении	
		летательных аппаратов с дозвуковой скоростью полёта	летательных аппаратов со сверхзвуковой скоростью полёта
Кинематическая вязкость при температуре минус 20 °С, не более	мм ² /с	8	16
Температура начала кристаллизации, не выше	°С	минус 50	минус 50
или			
температура заморозки, не выше	°С	минус 47	минус 47
Содержание механических примесей и воды	–	отсутствие	отсутствие
Фракционный состав:			
10 процентов отгоняется при температуре не выше	°С	205	220
90 процентов отгоняется при температуре не выше	°С	300	290
остаток от разгонки, не более	%	1,5	не нормируется
потери от разгонки, не более	%	1,5	не нормируется
Высота некопящего пламени, не менее	мм	25	20
Температура вспышки в закрытом тигле, не ниже	°С	28	28
Объемная доля ароматических углеводородов, не более	%	25	25
Содержание фактических смол, не более	мг/100 см ³	7	7
Массовая доля общей серы, не более	%	0,25	0,1
Массовая доля меркаптановой серы, не более	%	0,003	0,001

Продолжение таблицы 4.2

Термоокислительная ста- бильность при контроль- ной температуре, не ниже:	°С	260	275
перепад давления на фильтре, не более	мм рт.ст.	25	25
цвет отложений на труб- ке, баллы по цветовой шкале (при отсутствии нехарактерных отложений), не более	–	3	3
или			
термоокислительная ста- бильность в динамичес- ких условиях:			
температура начала обра- зования отложений, не ниже	°С	80	150
индекс термостабильнос- ти, не более	–	6	2
скорость забивки конт- рольного фильтра, не более	кПа/мин.	0,5	0,2
Удельная электрическая проводимость:	пСм/м		
без антистатической при- садки, не более		10	10
с антистатической при- садкой		50–600	50–600

4.3.2.2 Фракционный состав реактивных топлив

Состав реактивных топлив в значительной мере влияет на их эксплуатационные свойства. Топлива могут характеризоваться фракционным, компонентным, групповым химическим (углеводородным и неуглеводородным) и химическим (элементным) составом.

Фракционный состав нефти и нефтепродуктов показывает содержание в них различных фракций, выкипающих в определенных температурных пределах. Реактивные топлива представляют собой смесь компонентов, получаемых в результате различных

технологических процессов: прямой перегонки нефти, демеркаптанзации и гидроочистке её фракций, гидрокрекинга вакуумного дистиллята и глубокого гидрирования керосиногазойлевой фракции. Компонентный состав бензина зависит, в основном, от его марки и определяется набором технологических установок на нефтеперерабатывающем заводе. Групповой химический состав характеризует процентное содержание в топливе углеводородов различных гомологичных рядов и других веществ, определяющих его физико-химические и эксплуатационные свойства. Групповой химический (элементный) состав топлив показывает из каких элементов они состоят.

Наибольшее влияние на эксплуатационные и экологические свойства бензинов, реактивных, дизельных, котельных топлив оказывает групповой химический состав топлива.

В состав реактивных топлив входят углеводороды и неуглеводородные (гетероатомные) соединения различных классов. Реактивные топлива содержат такие углеводороды как алканы, моно- и бициклические алканы и арены, олефины и гетероатомные соединения в виде серо-, азот-, кислород-, металлосодержащих соединений, а также смолы. По отношению, например, к бензинам, реактивные топлива имеют более высокую молекулярную массу и концентрацию гетероатомных соединений и смол. Поскольку точное определение группового химического состава представляет сложную задачу с использованием хроматографии и массоспектрометрии, то на практике его можно косвенно оценить по фракционному составу.

Фракционный состав реактивного топлива характеризуется кривой перегонки. Она получается следующим образом. Испытуемое топливо нагревают в течении 10-15 минут до падения первой капли конденсата в приёмник, затем во время перегонки записывают контролируемые показатели фракционного состава реактивных топлив. Ими являются температура начала перегонки, а также температуры перегонки 10, 50, 90 и 98% фракции. Эти данные приводят в стандартах и паспортах качества топлива. Прибор для определения фракционного состава показан на рисунке 4.1.

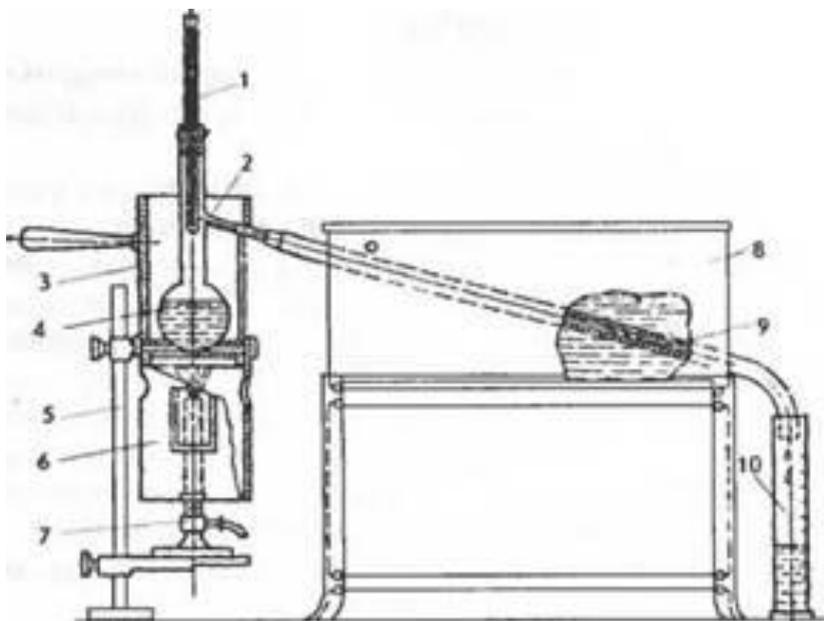


Рисунок 4.1 – Схема прибора для определения фракционного состава:
 1 – термометр, 2 – колба, 3 – верхний кожух, 4 – исследуемое топливо,
 5 – штатив, 6 – нижний кожух, 7 – газовая горелка или электронагреватель,
 8 – водяная ванна холодильника, 9 – трубка холодильника,
 10 – измерительный цилиндр

4.3.2.3. Давление насыщенных паров реактивных топлив

Давление насыщенных паров реактивного топлива определяет потери топлива и избыточное давление в баках, необходимое для обеспечения бескавитационной работы топливных насосов. Оно определяется в приборе типа бомбы Рейда при температуре 38 С для топлива Т-2, содержащего преимущественно бензиновые фракции и при 150 С для топлив, не содержащих бензиновой фракции (рисунок 4.2).

Бомба Рейда состоит из двух частей – топливной 1 и воздушной 2 камер, которые соединяются на резьбе. Действие прибора основано на использовании зависимости между измеряемым давлением и упругой деформацией одновитковой пружины, перемещение свободного конца которой передаточным механизмом преобразуется в угловое

перемещение показывающей стрелки. Отношение объёма воздушной камеры к объёму топливной камеры находится в диапазоне от 3,8 до 4,2. В бане при определении за счёт нагревательного устройства с терморегулятором поддерживается постоянная температура 38 или 150 °С. Определение давления насыщенных паров проводится в следующем порядке. Топливная камера ополаскивается 2 – 3 раза испытуемым топливом и заполняется так, чтобы топливо переливалось через верх камеры. Воздушная камера с манометром быстро присоединяется к топливной камере. Собранная бомба сильно встряхивается несколько раз и погружается в заранее нагретую водяную баню так, чтобы воздушная камера находилась полностью в воде.

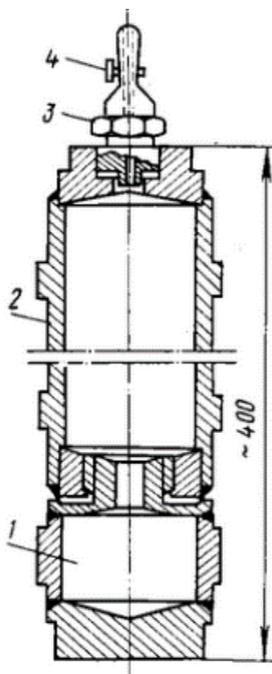


Рисунок 4.2 – Бомба Рейда: 1 – топливная камера, 2 – воздушная камера, 3 – штуцер, 4 – газовый кран

После погружения бомбы в баню через пять минут отмечают давление по манометру. Бомбу вынимают из бани, опрокидывают её, сильно встряхивают и снова погружают бомбу в баню. Эту операцию

повторяют через каждые две минуты, наблюдая за давлением. Когда последовательные отсчёты по манометру становятся постоянными, что происходит примерно через 20 минут, фиксируют полученное давление. В определённое по манометру давление насыщенных паров вводится поправка на изменение давления воздуха и паров воды в воздушной камере, вызванное различием между начальной температурой воздуха и температурой водяной.

Давление (или упругость) паров зависит от химического и фракционного составов топлива. Как правило, чем больше в топливе содержится легкокипящих углеводородов, тем выше упругость паров. Давление насыщенных паров для некоторых реактивных топлив представлено в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Давление насыщенных паров

Марка топлива	Давление насыщенных паров, КПа
Т-2	7,9-13,3
ТС-1	2,6-3,9
Т-1	2,6-3,9
РТ	2,6-4,5

4.3.2.4 Воспламеняемость и горючесть

Топливоздушная смесь при запуске ГТД воспламеняется в камере сгорания от электрической искры или специальных воспламенителей, а при работе двигателя – от образовавшегося факела. Воспламеняемость топлива влияет на лёгкость запуска двигателя, форму факела пламени горящего топлива, определяющего вид температурного поля внутри камеры сгорания, а также теплонапряжённость отдельных её частей. Воспламеняемость также характеризует огнеопасность топлива.

Воспламеняемость топлив может характеризоваться концентрационными и температурными пределами воспламенения, температурами вспышки, воспламенения и самовоспламенения, а в отдельных случаях взрываемостью. В испытаниях реактивных топлив воспламеняемость принято оценивать температурой вспышки.

Температура вспышки реактивных топлив

Температура вспышки реактивных топлив – это минимальная температура жидкого топлива, при которой его пары образуют с воздухом смесь, способную загораться при поднесении пламени. Её определяют в закрытом тигле (рисунок 4.3).

Образец помещают в тигель аппарата и при закрытой крышке медленно нагревают с постоянной скоростью. Небольшое пламя определённого размера (источник зажигания) периодически направляют в тигель. За температуру вспышки принимают самую низкую температуру, при которой происходит воспламенение паров испытуемого образца при поднесении к нему источника зажигания. Скорость нагрева топлива в приборе регулируют, причём вначале она составляет 5-8°С/мин, а за 30 °С до ожидаемой температуры вспышки – 2 °С/мин. Допускаемые расхождения между параллельными определениями составляют 1 °С при температуре вспышки до 50 °С и 2°С-при более высокой.

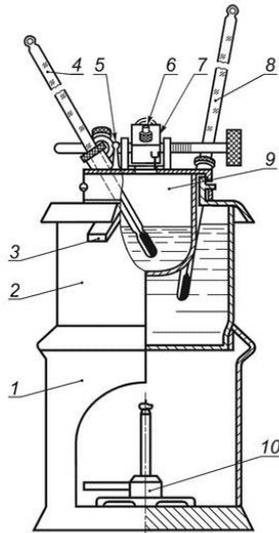


Рисунок 4.3 – Прибор для определения температуры вспышки в закрытом тигле: 1 – подставка для бани над горелкой, 2 – баня, 3 – слив, 4 – термометр для тигля, 5 – шаблон для контроля величины пламени, 6 – конус пламени, 7 – паровая камера, 8 – термометр для бани, 9 – испытательный тигель, 10 – газовая горелка

Свойства реактивного топлива, определяемые непосредственно процессом его сгорания в ГТД, характеризуют его горючесть и проявляются по разным направлениям.

В комплексе квалификационных методов горючесть принято оценивать следующими показателями:

- удельной теплотой сгорания;
- плотностью топлива;
- высотой некоптящего пламени;
- люминометрическим числом;
- содержанием ароматических углеводородов (общее и отдельно бициклические);
- массой нагара;
- полнотой сгорания топлива в модельной камере сгорания.

Теплота сгорания и плотность реактивных топлив.

Теплота сгорания и плотность характеризуют энергетические свойства топлив. Удельной теплотой сгорания топлива называют количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании 1 кг или 1 м³ топлива. Различают две теплоты сгорания: высшую (Q_v) и низшую (Q_n^P). Высшая теплота – это максимально возможное количество тепла, полученное расчётным способом при допущении, что вода, содержащаяся в топливе, а также получаемая от сгорания водорода, в продуктах сгорания находится в капельно-жидком состоянии. Низшая теплота меньше высшей на величину тепла, затраченного на испарение этого количества воды. Для расчётов теплоты сгорания пользуются эмпирическими формулами, точность которых около 2...4%, например, формулой Д.И. Менделеева:

$$Q_n^P = 339C^P + 1030H^P - 109(O^P - S^P) - 25W^P, \quad (4.1)$$

где C^P , H^P , O^P , S^P и W^P – содержание в массе топлива углерода, водорода, кислорода, летучей серы и влаги в % (по массе).

Разница между высшей и низшей теплотворной способностью нефтепродуктов составляет 5 – 10%.

Для теплотехнических расчётов и сравнительной оценки топлив используют низшую теплотворную способность. Фактические значения низшей массовой теплотворной способности реактивных

топлив 43 – 43,4 МДж/кг. Из отечественных стандартных реактивных топлив наибольшей объёмной теплотой сгорания обладает топливо Т-6 – 36,1 МДж/л. Это на 7 – 8% больше, чем у массового реактивного топлива ТС-1, и на 12 – 13% больше, чем у авиационных бензинов. Объёмная теплота сгорания реактивных топлив может быть повышена введением в них порошкообразных металлов (бор, алюминий и др.). Для предотвращения расслоения смесового топлива в топливо должна вводиться стабилизирующая присадка, превращающая смесь в устойчивую суспензию. Разработка суспензионных топлив считается одним из перспективных направлений повышения энергоёмкости авиационных топлив. Теплота сгорания зависит от строения углеводородов (рисунок 4.4).

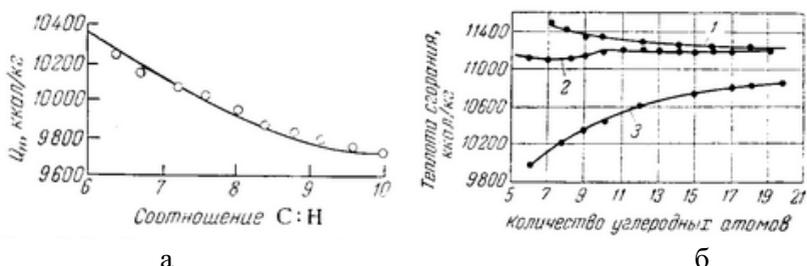


Рисунок 4.4 – Зависимость низшей (а) и высшей массовой (б) теплоты сгорания от их строения: 1 – парафиновые, 2 – нафтеновые, 3 – ароматические

В таблице 4.4 представлена зависимость удельной теплоты сгорания от класса углеводородов.

Дальность полёта летательного аппарата определяется удельным расходом топлива реактивного двигателя, который уменьшается с увеличением полноты сгорания топлива, а также с повышением низшей теплоты сгорания. Для различных условий эксплуатации самолёта более важное значение может иметь массовая, или объёмная теплота сгорания. Для марок реактивных топлив стандартами и техническими условиями регламентируется массовая теплота сгорания топлива, а значение объёмной теплоты сгорания топлива регламентируется косвенно, поскольку она равна произведению массовой теплоты сгорания топлива на его плотность. Плотность характеризует удельную энергоёмкость топлива – потенциальный

запас тепловой или химической энергии, заключённой в единице массы или объёма топлива при стандартных условиях. В сверхзвуковых самолётах, где объём топливных баков строго лимитирован, превалирующее значение имеет объёмная теплота сгорания.

Таблица 4.4 – Зависимость удельной теплоты сгорания от класса углеводородов.

Пределы выкипания фракций, °С	Парафиновые углеводороды		Нафтеновые углеводороды		Моноциклические ароматические углеводороды	
	МДж/кг	МДж/л	МДж/кг	МДж/л	МДж/кг	МДж/л
100-150	45,1-	33,2-	43,3-	35,5-	41,6-	35,6-
	43,8	32,3	41,8	31,0	41,1	34,3
150-200	44,8-	34,1-	43,5-	35,0-	41,9-	37,5-
	43,9	31,9	42,3	32,2	40,4	34,7
200-250	44,6-	35,8-	43,7-	36,3-	41,6-	38,0-
	43,8	33,7	42,3	31,9	41,3	36,0
250-300	43,8-	34,6-	43,2-	37,0-	41,8-	39,1-
	43,1	34,4	42,3	32,9	40,9	36,2

При экспериментальном определении теплоты сгорания применяют калориметры (рисунок 4.5). Методика определения, при этом, следующая. Навеску топлива сжигают в приборе (калориметре), а теплота, выделяющаяся при горении топлива, поглощается водой. Зная массу воды, по изменению её температуры можно рассчитывают теплоту сгорания.

Плотность нефтепродуктов определяют с помощью ареометров (нефтеденсиметров), гидростатических весов Вестфalia и пикнометров. На практике обычно используют ареометры. Ареометр представляет собой стеклянный пустотельный поплавок, внизу которого находится балласт, а сверху – тонкая трубка со шкалой. Иногда ареометр имеет встроенный термометр (рисунок 4.6). Сущность метода определения плотности топлива заключается в погружении ареометра в испытуемое топливо, снятии показания по шкале ареометра при температуре определения и пересчёте результатов при температуре 20 °С.

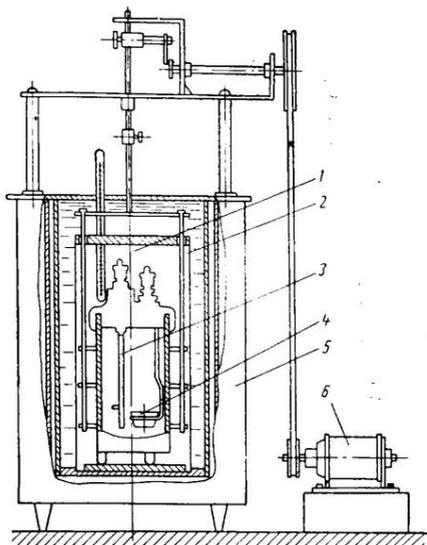


Рисунок 4.5 – Калориметр для определения теплоты сгорания топлива:
 1 – камера, 2 – мешалка, 3 – запальник, 4 – тигель с испытуемым топливом,
 5 – корпус калориметра, 6 – электродвигатель

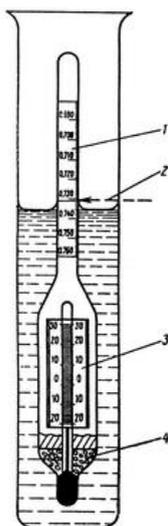


Рисунок 4.6 – Ареометр с термометром: 1 – шкала плотности, 2 – линия отсчёта, 3 – шкала термометра, 4 – груз

Высота некоптящего пламени

Высота некоптящего пламени является показателем нагарообразующей способности топлив. Чем больше высота некоптящего пламени, тем меньше отлагается нагара. Сущность метода определения высоты некоптящего пламени заключается в сжигании навески испытуемого топлива в специальном приборе (рисунок 4.7) – фитильной лампе с хлопчатобумажным фитилем и измерении максимальной высоты некоптящего пламени (ГОСТ 4338-91).

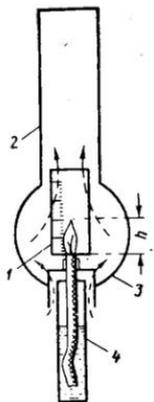


Рисунок 4.7 – Схема фитильной лампы: 1 – шкала, 2 – ламповое стекло, 3 – камера сгорания, 4 – сосуд с топливом

Люминометрическое число

Люминометрическое число характеризует интенсивность теплового излучения пламени при сгорании топлива - радиацию пламени. Его определяют по ГОСТ 17750-72. с помощью специального прибора (рисунок 4.8). Люминометрическое число устанавливают по температурам газов в камере сгорания при сжигании опытного и эталонных образцов топлив (тетралина и изооктана) при одинаковом уровне монохроматического излучения пламени этих топлив в зелено-желтой полосе видимого спектра. Температура газов над пламенем опытного и эталонных топлив определяется при интенсивности свечения их пламени, равной интенсивности свечения пламени тетралина в точке дымления.



Рисунок 4.8 – Прибор для определения люцинометрического числа реактивного топлива ПЛЧТ-М

Содержание ароматических углеводородов в реактивных топливах

Повышенное содержание ароматических углеводородов в реактивных топливах снижает их массовую теплотворную способность, ухудшает воспламенительные свойства и способствует нагарообразованию. По этим причинам содержание ароматических углеводородов в бензинах и в реактивном топливе нормируется. Повышенное содержание ароматических углеводородов, и в первую очередь бициклических, увеличивая отложение нагара на стенках жаровых-труб камер сгорания и на распылителях форсунок приводит к нарушению структуры потока газов в камере сгорания, к изменению формы распылённой струи топлива и факела. В результате снижается эффективность сгорания топлива и возникает вероятность прогара стенки жаровых труб.

Содержание ароматических углеводородов в реактивных топливах определяют по ГОСТ 6994-74. Топливо обрабатывают 98,5 – 99% серной кислоты реагирующей с ароматическими углеводородами и по её остатку определяют их содержание. По ГОСТ 17749-72 определяют содержание бициклических (нафталиновых) ароматических углеводородов. Метод основан на различной интенсивности светопоглощения ароматическими углеводородами в

ультрафиолетовой области с длиной волны 285 нм: интенсивность поглощения бициклических в десять раз выше моноциклических ароматических углеводородов, а насыщенные углеводороды вообще не поглощают света в этой области спектра.

4.3.3 Характеристики сгорания топлива

4.3.3.1 Пределы устойчивого горения

Характеристиками сгорания топлива являются пределы устойчивого горения и склонность топлива к нагарообразованию. Обе характеристики определяют при работе однокамерной модельной камеры сгорания типа ВК-1 на режиме с $G_B = 0,25$ кг/с, и $t_B = 60$ °С. Пределы устойчивого горения показывают возможности топлива стабилизировать пламя. Чем шире пределы устойчивого горения, тем лучше условия для стабилизации пламени и надежнее работа двигателя на различных режимах.

Экспериментальное определение пределов устойчивого горения проводят следующим образом. Устанавливают расход воздуха и его температуру $G_B = 0,25$ кг/с, и $t_B = 60$ °С и прогревают камеру сгорания в течении пяти минут. Затем повышая давление топлива обогащают смесь до появления на выходе из камеры сгорания факела. Аналогично проводят эксперимент по обеднению смеси до появления срыва. В моменты появления факела за камерой и угасания пламени в ней фиксируют расходы топлива и воздуха. Состав смеси, соответствующий появлению пламени на выходе из камеры сгорания, т.е. перед сопловым аппаратом, условно принимают за предел устойчивого сгорания топлива на богатых смесях, а состав смеси, соответствующий срыву пламени, - за предел устойчивого горения на бедных смесях.

4.3.3.2 Склонность топлива к нагарообразованию

Склонность топлива к нагарообразованию оценивают по массе отложений в жаровой трубе малоразмерной камере сгорания. После работы камеры сгорания в течении одного часа её разбирают и по разнице массы жаровой трубы после и до испытания определяют массу нагара. Схема модельной установки показана на рисунке 4.9.

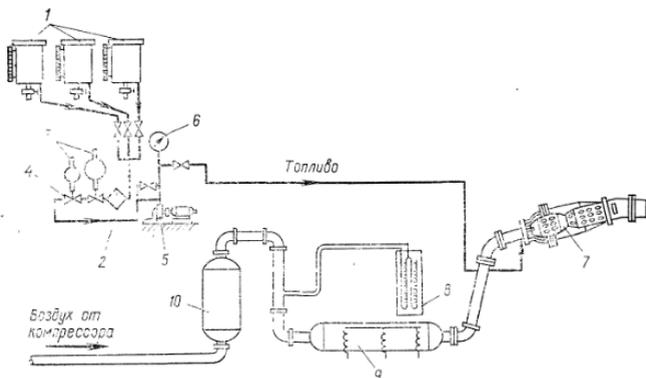


Рисунок 4.9 – Схема модельной малоразмерной однокамерной установки:
 1 – топливные баки; 2 – фильтр; 3 – штихпроберы; 4 – краны;
 5 – топливный насос; 6 – манометр; 7 – малоразмерная камера сгорания;
 8 – приборы, измеряющие расход и давление воздуха;
 9 – электроподогреватель воздуха; 10 – ресивер

4.4 Ассортимент реактивных топлив

Ассортимент реактивных топлив определяется такими основными факторами, как: используемое сырьё, технология производства, конструкция летательного аппарата и условия их применения.

Факторы, определяющие ассортимент реактивных топлив с учётом их качественных или количественных показателей (таблица 4.5) могут рассматриваться на пяти уровнях (рангах). По мере перехода от меньших к большим рангам уменьшаются ресурсы топлива, усложняется технология и растут затраты на производство при повышении уровня его качества. Сочетание рангов сырья, технологии и показателей качества для различных марок реактивных топлив может быть различным. Реактивные топлива для самолётов дозвуковой авиации вырабатывают по ГОСТ 10227–86, а для самолётов сверхзвуковой авиации - по ГОСТ 12308–89. В соответствии с ГОСТ 10227–86 предусмотрено производство пяти марок топлива: ТС-1, Т-1, Т-1С, Т-2 и РТ. По ГОСТ 12308–89 производят две марки топлива: Т-6 и Т-8В. Основное сырьё для производства массовых реактивных топлив – среднестиллятная фракция нефти, выкипающая в пределах температур 140–280°С.

Таблица 4.5 – Факторы, определяющие ассортимент реактивных топлив

Наименование	Ранг состояния				
	1	2	3	4	5
Сырьё	Смесь нефтей	Смесь малосернистых нефтей	Вакуумный дистиллят нефтей	Газойль каталитического крекинга	Керосиногазойлевые фракции отборных нефтей
Технология	Прямая перегонка	Демеркаптанализация фракции прямой перегонки	Гидроочистка фракций прямой перегонки	Гидрокрекинг вакуумного дистиллята	Глубокое гидрирование керосиногазойлевой фракции
Температура начала кристаллизации, °С	-40	-45	-50	-55	-60
Пределы выкипания, °С	60-280	135-250	135-280	165-280	195-315
Содержание ароматических углеводородов	25	22	20	12	10

В зависимости от качества перерабатываемой нефти (содержания меркаптанов и общей серы в дистиллятах) топливо ТС-1 получают либо прямой перегонкой, либо в смеси с гидроочищенным или демеркаптанализованным компонентом (смесевое топливо). Содержание гидроочищенного компонента в смеси не должно быть более 70 % во избежание значительного снижения противоизносных свойств. Гидроочистку используют, когда в керосиновых дистиллятах нефти содержание общей и меркаптановой серы не соответствует требованиям стандарта, демеркаптанализацию – когда только содержание меркаптановой серы не соответствует требованиям стандарта. Топливо Т-1 – продукт прямой перегонки малосернистых нефтей нафтенового основания с пределами выкипания 130 – 280 °С. Содержит большое количество нафтеновых кислот и имеет высокую кислотность, поэтому его подвергают защелачиванию с последующей водной промывкой. Наличие значительного количества гетероатомных соединений, обуславливает, с одной стороны, хорошие противоизносные свойства и достаточно приемлемую химическую стабильность топлива, с другой – низкую термоокислительную стабильность. Опыт применения топлива Т-1 в авиации показал, что вследствие его

низкой термоокислительной стабильности имеют место повышенные смолистые отложения в двигателях, снижающие почти в два раза их срок службы. Поэтому производство топлива Т-1 очень ограничено. Топливо Т-2 – продукт прямой перегонки широкого фракционного состава, выкипающий при температуре от 60 до 280 °С и содержащий до 40 % бензиновой фракции, что обуславливает высокое давление его насыщенных паров и низкие вязкость и плотность. Повышенное давление насыщенных паров топлива Т-2 создаёт опасность образования паровых пробок, что ограничивает высоту полёта самолёта. Низкая вязкость обуславливает плохие противоизносные свойства и ограничивает срок службы топливных агрегатов, а низкая плотность ограничивает дальность полётов. Топливо Т-2 является резервным по отношению к топливам ТС-1 и РТ.

Топливо РТ как правило получают гидроочисткой прямогонных дистиллятов с пределами выкипания 135 – 280 °С. В качестве сырья для гидроочистки используют дистилляты, из которых нельзя получить топливо ТС-1 из-за повышенного сверх нормы содержания общей и меркаптановой серы. При гидроочистке из нефтяного дистиллята удаляются агрессивные и нестабильные соединения, чем повышается термическая стабильность и снижается коррозионная агрессивность топлива. Для улучшения сниженных из-за применения гидрогенизационных процессов химической стабильности и противоизносных свойств в топливо вводят антиокислительные и противоизносные присадки. При переработке малосернистых западно-сибирских нефтей топливо РТ может быть получено прямой перегонкой с введением антиокислительной и противоизносной присадок. Топлива ТС-1 и РТ являются наиболее массовыми по применению в отечественной авиации. Топливо Т-6 получают, применяя процессы глубокого гидрирования, а топливо Т-8В - из дистиллятов прямой перегонки нефти с применением процесса гидроочистки. При переработке малосернистых нефтей топливо может быть получено прямой перегонкой нефти. В топливо Т-6 и Т-8В для улучшения химической стабильности и повышения противоизносных свойств вводят присадки. Характеристики реактивных топлив приведены в таблицах 4.6 – 4.7.

Таблица 4.6 – Реактивные топлива по ГОСТ 10227–86

Наименование показателя	Норма для марки						Метод испытания
	ТС-1		T-1C	T-1	T-2	PT	
	высший сорт ОКП 02 5123	первый сорт ОКП 02 5123	высший сорт ОКП 02 5121	первый сорт ОКП 02 5121	первый сорт ОКП 02 5121	высший сорт ОКП 02 5123	
1. Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не менее	780	775	810	800	755	775	По ГОСТ 3900-85
2. Фракционный состав:							По ГОСТ Р ЕН ИСО 3405-2007 или ГОСТ 2177-99
а) температура начала перегонки, °С:							
не ниже	-	-	-	-	60	135	
не выше	150	150	150	150	-	155	
б) 10 % отгоняется при температуре, °С, не выше	165	165	175	175	145	175	
в) 50 % отгоняется при температуре, °С, не выше	195	195	225	225	195	225	
г) 90 % отгоняется при температуре, °С, не выше	230	230	270	270	250	270	
д) 98 % отгоняется при температуре, °С, не выше	250	250	280	280	280	280	
е) остаток от разгонки, %, не более	1,5	1,5	-	-	-	1,5	
ж) потери от разгонки, %, не более	1,5	1,5	-	-	-	1,5	
3. Кинематическая вязкость, мм ² /с (сСт), при температуре:							По ГОСТ 33-2000
20 °С, не менее	1,30	1,25	1,50	1,50	1,05	1,25	
	(1,30)	(1,25)	(1,50)	(1,50)	(1,05)	(1,25)	
при минус 40 °С, не более	-	-	-	-	-	-	
при минус 20 °С, мм ² /с, не более	8	8	-	-	-	8	

Продолжение таблицы 4.6

4. Низшая теплота сгорания, кДж/кг, не менее	43120	42900	42900	42900	43100	43120	По ГОСТ 11065-90 и п. 4.8 настоящего стандарта
5. Высота некопящего пламени, мм, не менее	25	25	20	20	25	25	По ГОСТ 4338-91
6. Кислотность, мг КОН на 100 см ³ топлива,							По ГОСТ 5985-79 и п. 4.2 настоящего стандарта
не более	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	-	
в пределах	-	-	-	-	-	0,2-0,7	
7. Йодное число, г йода на 100 г топлива, не более	2,5	3,5	2,0	2,0	3,5	0,5	По ГОСТ 2070-82
8. Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °С, не ниже	28	28	30	30	-	28	По ГОСТ 6356-75
9. Температура начала кристаллизации, °С, не выше	60	60	60	60	60	55	По ГОСТ 5066-91, метод Б
10. Термоокислительная стабильность в статических условиях при 150 °С, не более:							По ГОСТ 11802-88
а) концентрация осадка, мг на 100 см ³ топлива.	18	18	6	35	18	6	
б) концентрация растворимых смол, мг на 100 см ³ топлива	-	-	-	-	-	30	
в) концентрация не растворимых смол, мг на 100 см ³ топлива	-	-	-	-	-	3	
10а. (Исключен, Изм. № 2)							
11. Объёмная (массовая) доля ароматических углеводородов, %, не более	20(22)	20(22)	-	-	-	20(22)	По ГОСТ Р 52063-2003 (по ГОСТ Р ЕН 12916-2008 или ГОСТ 6994-74)
12. Концентрация фактических смол, мг на 100 см ³ топлива, не более	3	5	6	6	5	4	По ГОСТ 1567-97 или по ГОСТ 8489-85

Продолжение таблицы 4.6

13. Массовая доля общей серы, %, не более	0,20	0,25	0,10	0,10	0,25	0,10	По ГОСТ 19121-73, ГОСТ Р 51947-2002 (Для ТС-1 и РТ По ГОСТ Р 51947-2002 или ГОСТ Р 51859-2002, или ГОСТ 19121-73)
14. Массовая доля меркаптановой серы, %, не более	0,003	0,003	-	-	-	0,003	По ГОСТ Р 52030-2003 или ГОСТ 17323-71
15. Массовая доля сероводорода	Отсутствие						По ГОСТ 17323-71
16. Испытание на медной пластинке при 100 °С в течение 3 ч	Выдерживает						По ГОСТ 6321-92 и п. 4.4 настоящего стандарта
17. Зольность, %, не более	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	По ГОСТ 1461-75
18. Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие						По ГОСТ 6307-75 и п. 4.9 настоящего стандарта
19. Содержание мыл нафтеновых кислот	Отсутствие						-
20. Содержание механических примесей и воды	Отсутствие						По ГОСТ 21103-75 По п. 4.5

Окончание таблицы 4.6

21. Массовая доля нафталиновых углеводов, %, не более	-	-	-	-	-	1,5	По ГОСТ 17749-72
22. Люминометрическое число, не ниже	-	-	-	-	-	50	По ГОСТ 17750-72
23. Термоокислительная стабильность, определяемая динамическим методом при 150-180 °С:							По ГОСТ 17751-79 и п. 4.6 настоящего стандарта
а) перепад давления на фильтре за 5 ч, кПа, не выше						10	
б) отложения на подогревателе, баллы, не более	-	-	-	-	-	2	
24. Взаимодействие с водой, балл, не более:							По ГОСТ 27154-86
а) состояние поверхности раздела	1	1	-	-	-	1	
б) состояние разделенных фаз	1	1	-	-	-	1	
25. Удельная электрическая проводимость, пСм/м:							По ГОСТ 25950-83
без антистатической присадки при температуре 20 °С, не более	10	10	-	-	-	10	
с антистатической присадкой (при температуре заправки летательного аппарата) в пределах	50-600	50-600	-	-	-	50-600	
26. Давление насыщенных паров, гПа						133	По ГОСТ 1756-52
(мм рт. ст.), не более	-	-	-	-	(100)	-	
27. Содержание суммы водорастворимых щелочных соединений	-	-	Отсутствие			-	По п. 4.7
28. Термоокислительная стабильность при контрольной температуре не ниже 260°С:							По ГОСТ Р 52954-2008
а) перепад давления на фильтре, мм рт.ст., не более	25	25	-	-	-	25	
б) цвет отложений на трубке, баллы по цветовой шкале (при отсутствии нехарактерных отложений), не более	3	3	-	-	-	3	

Таблица 4.7 – Топлива термостабильные Т-6 и Т-8В для реактивных двигателей по ГОСТ 12308–89

Наименование показателя	Норма для марки		Метод испытания
	Т-6	Т-8В	
1. Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не менее	840	800	По ГОСТ 3900
2. Фракционный состав, °С:			По ГОСТ Р ЕН ИСО 3405 или ГОСТ 2177
температура начала перегонки, не ниже	195	165	
10 % перегоняется при температуре, не выше	220	185	
50 % перегоняется при температуре, не выше	255	Не нормируется	
90 % перегоняется при температуре, не выше	290	Не нормируется	
98 % перегоняется при температуре, не выше	315	280	
остаток от разгонки, %, не более	Не нормируется	Не нормируется	
потери от разгонки, %, не более	Не нормируется	Не нормируется	
3. Кинематическая вязкость, мм ² /с, при температуре:			По ГОСТ 33
минус 20 °С, не более	16	8	
минус 40 °С, не более	60	16	
20 °С	Не более 4,5	Не менее 1,5	
4. Низшая теплота сгорания, кДж/кг, не менее	42900		По ГОСТ 11065 или по ГОСТ 21261 и по п. 3.2 настоящего стандарта
5. Высота некопящего пламени, мм, не менее	20		По ГОСТ 4338
6. Кислотность, мг КОН на 100 см ³ топлива:			По ГОСТ 5985 и по п. 3.3 настоящего стандарта
в топливе без противоизносной присадки, не более	0,5	-	
в топливе с противоизносной присадкой	0,4-0,7		
на месте потребления, не более	0,7		
7. Йодное число, г йода на 100 г топлива, не более	0,8	0,9	По ГОСТ 2070
8. Температура вспышки в закрытом тигле, °С, не ниже	62	45	По ГОСТ 6356
9. Температура начала кристаллизации, °С, не выше	-60	-50	По ГОСТ 5066, метод Б

Продолжение таблицы 4.7

10. Термоокислительная стабильность в статических условиях, не более:			По ГОСТ 11802
массовая концентрация осадка, мг на 100 см ³ топлива	6		
массовая концентрация смол, растворимых в топливе, мг на 100 см ³ топлива	60	Не нормируется	По ГОСТ 8489 или по ГОСТ 1567
массовая концентрация смол, не растворимых в топливе, мг на 100 см ³ топлива	Отсутствие	Не нормируется	
11. Объёмная (массовая) доля ароматических углеводов, %, не более	8(10)	20(22)	По ГОСТ Р 52063 (ГОСТ Р ЕН 12916, ГОСТ 6994)
12. Массовая концентрация фактических смол, мг на 100 см ³ топлива, не более	4		По ГОСТ 1567 или по ГОСТ 8489 и по п. 3.5 настоящего стандарта
13. Массовая доля общей серы, %, не более	0,05	0,10	По ГОСТ Р 51947, или ГОСТ Р 51859 или ГОСТ 19121
14. Массовая доля меркаптановой серы, %, не более	Отсутствие	0,001	По ГОСТ Р 520030 или ГОСТ 17323
15. Испытание на медной пластинке	Выдерживает		По ГОСТ 6321 и по п. 3.6 настоящего стандарта
16. Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие		По ГОСТ 6307 и по п. 3.7. настоящего стандарта
17. Зольность, %, не более	0,003		По ГОСТ 1461
18. Содержание механических примесей и воды	Отсутствие		По п. 3.8 настоящего стандарта
19. Содержание сероводорода	То же		По ГОСТ 17323
20. Массовая доля нафталиновых углеводов, %, не более	0,5	2,0	По ГОСТ 17749
21. Термоокислительная стабильность в динамических условиях при 150-180 °С:			По ГОСТ 17751
перепад давления на фильтре за 5 ч, МПа, не выше	0,01		
отложения на подогревателе, баллы, не более	1		

Окончание таблицы 4.7

22. Люминометрическое число, не менее	45	50	По ГОСТ 17750
23. Взаимодействие с водой, баллы, не более:			По ГОСТ 27154
состояние поверхности раздела	1		
состояние разделенных фаз	1		
24. Удельная электрическая проводимость, пСм/м:			По ГОСТ 25950
- без антистатической присадки, не более	10	10	
- с антистатической присадкой	50-600	50-600	
при температуре заправки техники, не менее	-	50	
при 20 °С, не более	-	600	
25. Термоокислительная стабильность при контрольной температуре не ниже 275 °С			По ГОСТ Р 52954
- перепад давления на фильтре, мм рт.ст., не более	25	25	
- цвет отложений на трубке, баллы по цветовой шкале (при отсутствии нехарактерных отложений), не более	3	3	

4.5 Топлива для газотурбинных установок

Газотурбинные установки в зависимости от своей конструкции и назначения способны работать как на газообразном, так и на жидком топливе. В них могут использоваться такие виды топлива, как природный газ, сжиженный газ, попутный нефтяной газ, биогаз (газ, образованный из отходов, сточных вод и мусорных свалок), шахтный газ, древесный газ, дизельное топливо, дистилляты, керосин и др.

Газообразное газотурбинное топливо (природные газы) применяют главным образом в газотурбинных установках, работающих на станциях перекачки газов магистральных газопроводов; жидкие газотурбинные топлива - в транспортных (автомобильных, тепловозных, судовых) и крупных стационарных газовых турбинах. В некоторых случаях одна газотурбинная установка может работать на двух или трёх видах топлива.

Основные физико-химические свойства газообразного топлива (природного газа) по ГОСТ 5542-87 «Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения» и ГОСТ 29328-92 «Установки газотурбинные для привода турбогенераторов» приведены в таблице.4.8.

Таблица 4.8 – Основные характеристики газообразного топлива (природного газа)

Показатель	Значение
Низшая теплота сгорания при 20°С и 0,1013 МПа МДж/м ³ (ккал/м ³), не менее	31,8 (7600)
Плотность при 20°С и 0,1013 МПа, кг/м ³	0,676-0,83
Массовая концентрация сероводорода, г/м ³ , не более	0,02
Объемная доля кислорода, %, не более	1,0
Масса механических примесей в 1 м ³ , г, не более	0,001
Температура воспламенения, К	900-1100
Концентрационные пределы воспламенения (по метану), %	
нижний	5
верхний	15

Характеристики нефтяного топлива, получаемого из дистиллятов вторичных процессов и прямой перегонки и предназначенного для применения в стационарных газотурбинных и парогазовых энергетических установках, а также в газотурбинных установках водного транспорта указаны в ГОСТ 10433-75 (таблица 4.9). ГОСТ предусматривает две марки топлива: А – для пиковых энергетических газотурбинных установок; Б – для судовых и других энергетических газотурбинных установок.

Таблица 4.9 – Физико-химическим показатели нефтяного топлива для газотурбинных установок.

Наименование показателя	Значение для марки		Метод испытания
	А	Б	
1	2	3	4
1. Условная вязкость при 50 °С, град, не более	1,6	3,0	По ГОСТ 6258-85
2. Теплота сгорания низшая кДж/кг, не менее	39800	39800	По ГОСТ 21261-91
3. Зольность, %, не более	0,01	0,01	По ГОСТ 1461-75
4. Массовая доля ванадия, %, не более	0,00005	0,0004	По ГОСТ 10364-90 (для марки Б) и п. 2.4 и 3.5 (для марки А)
5. Массовая доля суммы натрия и калия, %, не более	0,0002	-	По ГОСТ 25784-83
6. Массовая доля кальция, %, не более	0,0004	-	По ГОСТ 25784-83.
7. Массовая доля серы, %, не более	1,8	1,0	По ГОСТ Р 51947 или ГОСТ 1437 или по ГОСТ 1431-85
	-	2,5	
8. Содержание сероводорода	Отсутствие	По ГОСТ 17323-71	
9. Коксуемость, %, не более	0,2	0,5	По ГОСТ 19932-74
10. Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие		
11. Массовая доля механических примесей, %, не более	0,02	0,03	По ГОСТ 6370-83
12. Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °С, не ниже	65	62	По ГОСТ Р ЕН ИСО 2719 или ГОСТ 6356-75
13. Массовая доля воды, %, не более	0,1	0,5	По ГОСТ 2477-65
14. Температура застывания, °С, не выше	5	5	По ГОСТ 20287-91
15. Йодное число, г йода на 100 г топлива, не более	-	45	По ГОСТ 2070-82
16. Плотность при 20 °С, кг/м ³ , не более	-	935	По ГОСТ 3900-85
17. Массовая доля свинца или %, не более	Отсутствие		По ГОСТ 7978-74 и п. 2.4 настоящего стандарта
	0,0001		По п. 3.5 и 2.4

4.6 Альтернативные топлива

В начале XXI века вследствие истощения нефтяных и частично газовых месторождений произошло удорожание традиционных углеводородных топлив, что повысило актуальность работ в области разработки альтернативных топлив. Исследования в этой области также направлены на улучшение энергетических и экологических показателей.

Ещё в 2008 г. ведущие авиастроители и авиаперевозчики пришли к мнению о необходимости повышения топливной эффективности самолётов на 1,5% до 2020 г. С начала 2020 г. в авиации будет введено более жёсткое ограничение на выбросы вредных веществ, а к 2050 г. планируется сократить выбросы углекислого газа на 50% по сравнению с показателями 2005 г.

В связи с этим в авиации рассматривается возможность замены традиционного углеводородного топлива метаном, который в виде сжиженного природного газа дешёв и имеется в большом количестве. В качестве другого перспективного топлива рассматривается водород, запасы которого на Земле практически неограниченны. Он имеет почти в три раза большую удельную массовую теплоту сгорания, чем керосин (120 МДж/кг против 43·МДж/кг), но объёмная теплота сгорания у него существенно меньше. Поэтому для обеспечения того же запаса энергии, что и на керосине объём топливных баков для водорода на самолёте должен быть в 1,5 раза больше. Эти баки должны быть рассчитаны на большее внутреннее давление и иметь мощную теплоизоляцию, так как температура кипения водорода равна -253°C . Использование пожаро- и взрывоопасного водорода в качестве авиационного топлива предъявляет жёсткие требования к герметичности топливной системы, что осложняет создание пассажирских самолётов на водородном топливе. Кроме того, использование водорода потребует создания новой инфраструктуры заправочных станций и средств для транспортировки и хранения этого топлива.

В 1988 году проходили лётные испытания экспериментального самолёта Ту-155 (рисунок 4.10), который имел размещённый в правой

гондоле экспериментальный водородный двигатель НК-88. Эти испытания подтвердили целесообразность разработки серийного самолёта, работающего на криогенном топливе. По результатам испытаний Ту-155 были выполнены проработки самолёта Ту-156 с тремя двигателями НК-89 (вариант НК-88), работающими и на сжиженном газе, и на керосине.



Рисунок 4.10 – Самолёт Ту-155

В качестве одного из альтернативных нефтяному топливу предлагается биотопливо. К настоящему времени освоены методы производства авиационных биотоплив: синтетического парафинового керосина (СПК) на основе процесса Фишера – Тропша; СПК на основе гидрогенизированных эфиров и жирных кислот, синтетические изопарафины и на основе этилового спирта. Однако все эти топлива в стоимостном отношении дороже керосина и в условиях падения цен на нефть оказываются невыгодными в широком применении. Разработки биотоплив продолжаются.

Заменителем нефтепродуктов может стать синтетическое топливо из природного газа и угля. Но его стоимость также пока превосходит цены на обычные реактивные топлива.

Всё вышесказанное позволяет высказать предположение, что в ближайшие 10-15 лет керосин сохранит за собой ведущие позиции в области сортов авиационного топлива. Но это не решение а только отсрочка его реализации для обозначенной проблемы.

Контрольные вопросы

1. Назовите требования к реактивным топливам.
2. Существуют ли отличия в требованиях к реактивным топливам и топливам газотурбинных установок?
3. Какое свойство топлива характеризует его как энергоноситель?
4. По каким признакам принято классифицировать топлива?
5. Что характеризует фракционный состав топлив и как его определить?
6. На какие процессы в двигателе может повлиять давление насыщенных паров?
7. Чем характеризуется воспламеняемость топлив?
8. Что представляет собой теплота сгорания топлива?

ГЛАВА 5 ТЕОРИЯ ГОРЕНИЯ

5.1 Роль процессов горения в технике

Среди различных способов получения энергии для существования и развития цивилизации основными на сегодняшний день являются процессы, связанные со сжиганием углеводородного топлива - твёрдого, жидкого или газообразного.

Твёрдое топливо (например, уголь) используется на теплоэлектростанциях, нефть и продукты её переработки (мазут, бензин, дизельное топливо, керосин и т.д.) широко применяются как в теплоэнергетике, так и для транспортных средств всех типов: авиационных, морских, наземных, а газообразное топливо (природный газ, сжиженные газы и т.д.) служит источником энергии и в теплоэнергетике, и на транспортных средствах, и в ряде технологических процессов. Прогнозы учёных показывают, что несмотря на развитие альтернативных источников энергии, таких как атомная энергетика, использование энергии солнца, ветра, приливов и т.д., горение углеводородных топлив в ближайшие десятилетия будет оставаться основным источником получения энергии для нужд человечества. Следовательно, необходимо обеспечить эффективное сжигание этих топлив при их использовании в предназначенных для этого объектах. Это невозможно сделать без детального изучения основ и характерных особенностей горения. Изучением этих вопросов занимается теория горения – наука, обеспечивающая понимание основных принципов и механизмов возникновения, протекания и завершения процесса горения. Теория горения представляет собой междисциплинарную науку, она лежит на стыке нескольких научных дисциплин, таких как химическая термодинамика, газовая динамика, химическая кинетика, тепломассообмен, молекулярная и химическая физика, квантовая химия и физика, материаловедение, а в последнее время и компьютерное моделирование

Главными задачами, при организации процессов горения в технических устройствах являются:

- обеспечение высокой эффективности горения (оценивается полнотой сгорания топлива, стабильностью и устойчивостью горения и т.д.);

- снижение стоимости единицы произведённой тепловой энергии (экономические характеристики устройств);
- регулирование температуры и состава продуктов сгорания (обеспечение заданных параметров процесса горения при изменении режима эксплуатации и внешних условий);
- выполнение заданных экологических требований.

Успешное решение этих сложных и часто противоречивых задач при проектировании, производстве и эксплуатации технических устройств, в которых используется процесс горения, требует от специалистов чётких научно-технических представлений как об общих физико-химических закономерностях процессов сжигания топлив, так и об особенностях, присущих конкретным конструкциям.

Под горением понимают интенсивно протекающие химические реакции окисления топлива с выделением значительного количества тепла и, как правило, сопровождающиеся свечением. В технике в качестве окислителя обычно используется кислород (O_2), содержащийся в атмосферном воздухе. Топливом могут быть жидкие (бензин, керосин, дизтопливо), газообразные или твёрдые углеводороды.

Горение связано с движением газов. Поток рабочего тела обычно существует и до попадания в зону горения, но даже если горючая смесь находилась в состоянии покоя, после воспламенения движение газов возникает из-за изменения удельного объёма смеси вследствие нагрева и протекания химических реакций. Поэтому в процессе горения наряду с химическими превращениями всегда присутствуют процессы теплопереноса и механики жидкости и газа. Таким образом, для понимания процессов, происходящих при горении топлив в двигателях и других энергетических установках, необходимо:

- во-первых, знать основы химической кинетики, т.е. механизмы реакций протекающих при окислении топлив, описывающих превращение исходных веществ топливовоздушной смеси в продукты сгорания с учётом промежуточных стадий;
- во-вторых, понимать процессы механики жидкости и газа, теплообмена, являющихся неотделимой частью сжигания топлив и объясняющие механизмы смесеобразования, воспламенения и распространения пламени;
- в-третьих, уметь использовать полученные знания и умения при изучении процессов сгорания непосредственно в технических устройствах.

5.2 Рабочие тела и их термодинамические свойства

Рабочим телом называют вещество, при помощи которого осуществляется цикл двигателя. В газотурбинных двигателях рабочее тело состоит из окислителя, топлива и продуктов полного и неполного сгорания. Окислителем обычно служит атмосферный воздух, содержащий 21 % кислорода (O_2) по объёму (или 23,1 % по массе), остальная часть воздуха состоит из азота (N_2) и незначительного (≈ 1 %) количества примесей: аргона, диоксида углерода (CO_2) и др. Для технических расчётов состав атмосферного воздуха обычно принимают, как состоящий только из O_2 – 21 % по объёму (23,1 % по массе) и N_2 – 79 % по объёму (76,9 % по массе).

В рабочем цикле ГТД и ГТУ в процессе сжатия в компрессоре рабочим телом является воздух, в камере сгорания при подводе теплоты – смесь, состоящая из топливовоздушной смеси и продуктов сгорания, при расширении в турбине и сопле – продукты сгорания. При осуществлении действительного цикла рабочее тело претерпевает физические и химические изменения, вызванные изменением температуры, давления и наличием процесса горения. Следовательно, изменяются и термодинамические свойства рабочего тела. К термодинамическим свойствам рабочего тела, используемым в расчётах камер сгорания можно отнести:

- T , температура, [K];
- ρ , плотность [кг/м³];
- c_p , удельная теплоёмкость при постоянном давлении [Дж/(кг·K)];
- c_v , удельная теплоёмкость при постоянном объёме [Дж/(кг·K)];
- μ , динамическая вязкость [Н/(м²·с)];
- ν , кинематическая вязкость [м²/с];
- λ , теплопроводность [Вт/(м·K)];
- a , температуропроводность [м²/с];
- β , объёмный коэффициент теплового расширения [K⁻¹];
- H , энтальпия, [Дж/кг];
- энтропия [Дж/(кг·K)];
- G , свободная энергия Гиббса [Дж/кг] показывающая изменение энергии в ходе химической реакции и дающая таким

образом ответ на вопрос о принципиальной возможности протекания химической реакции ;

- P , давление [Н/м²];
- V , объём [м³].

5.3 Состав топливовоздушной смеси и его характеристика

Для сжигания в камере сгорания ГТД и ГТУ как жидкого, так и газообразного топлива необходимо подготовить топливо-воздушную смесь. Принципиально можно реализовать три способа смесеобразования: внутренний, когда процесс перемешивания топлива и воздуха происходит непосредственно в камере сгорания; внешний способ — когда смесь получают вне объёма камеры сгорания и смешанный, или комбинированный способ смесеобразования, при котором первый этап перемешивания протекает вне камеры, а второй — внутри её. Для бензиновых ДВС распространён способ внешнего смесеобразования, для дизелей, ГТД и ГТУ – внутренний. Каждый способ с различных точек зрения обладает как достоинствами, так и недостатками. Так, при использовании внешнего способа для жидкого топлива не всегда можно обеспечить постоянство состава смеси на пути от смесителя до камеры сгорания из-за изменений агрегатного состояния топлива в ней под действием изменения давления и температуры. Задача управления составом топливо-воздушной смеси может возникать и в других условиях. Для её решения необходим параметр, характеризующий этот состав.

Количество воздуха, необходимое для полного сжигания 1 кг топлива может быть найдено из уравнения полного сгорания, согласно которому для углеводородных топлив конечными продуктами полного сгорания являются диоксид углерода (CO_2) и вода (H_2O).

Например, для метана (CH_4), широко использующегося в ГТУ для газоперекачки, уравнение полного сгорания имеет следующий вид:



Видно, что для окисления 1 кмоль (или единичного объёма) метана необходимо 2 кмоль кислорода. Относительное количество теоретически необходимого кислорода для сжигания 1 кмоль топлива

называется стехиометрическим соотношением по объёму (l_0).

$$l_{0(\text{объём})} = 2 \text{ кмоль} / 1 \text{ кмоль} = 2. \quad (5.2)$$

С учётом молекулярных весов исходных компонентов можно найти и стехиометрическое соотношение по массе. В расчёте на 1 кг топлива (т.е.):

$$l_{0(\text{масс})} = \frac{2 \cdot [2 \cdot 16]}{[12 + 4 \cdot 1]} = \frac{64}{16} = 4. \quad (5.3)$$

Так как кислород в атмосферном воздухе составляет 23,1 % по массе, то теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг топлива (L_0) получаем по формуле:

$$L_{0(\text{масс})} = \frac{l_{0(\text{масс})}}{0.231} \quad (5.4)$$

или по объёму:

$$L_{0(\text{объём})} = \frac{l_{0(\text{объём})}}{0.21}. \quad (5.5)$$

Для любого углеводородного топлива C_nH_m в общем виде можно записать реакцию полного сгорания:



Тогда выражение для стехиометрического соотношения примет вид:

- по объёму:

$$l_{0(\text{объём})} = (n + m/4) / 1; \quad (5.7)$$

- по массе:

$$l_{0(\text{масс})} = (n + m / 4)[2 \cdot 16] / [n \cdot 12 + m \cdot 1]; \quad (5.8)$$

- соответственно:

$$L_{0(\text{масс})} = \frac{l_{0(\text{масс})}}{0.231},$$
$$L_{0(\text{объём})} = \frac{l_{0(\text{объём})}}{0.21}. \quad (5.9)$$

В реальных условиях в камерах сгорания количество воздуха, в зависимости от режима работы, либо больше, либо меньше теоретически необходимого. Отношение действительного количества воздуха в камере сгорания в расчёте на 1 кг топлива ($L_{(\text{масс})}$) к теоретически необходимому $L_{0(\text{масс})}$ называют коэффициентом избытка воздуха (α):

$$\alpha = \frac{L_{(\text{масс})}}{L_{0(\text{масс})}} = \frac{G_B}{G_T \cdot L_{0(\text{масс})}}, \quad (5.10)$$

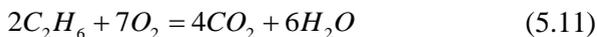
где G_B – расход воздуха (кг/с) или концентрация воздуха в смеси (кг/м³);

G_T – расход топлива (кг/с) или концентрация топлива в смеси (кг/м³).

Для смеси стехиометрического состава $\alpha = 1$; для смесей с избытком воздуха (бедных смесей) $\alpha > 1$; для смесей с избытком топлива (богатых смесей) $\alpha < 1$. Таким образом, коэффициент избытка воздуха является характеристикой состава топливовоздушной смеси.

5.4 Глобальные и элементарные реакции. Типы реакций

Суммарный эффект реакции может быть представлен следующим образом: Топливо + Окислитель = Продукты реакции. Например

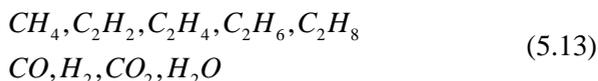


$$l_0 = \frac{7 \cdot 32}{2[2 \cdot 12 + 6 \cdot 1]} = \frac{224}{60} = 3,73,$$

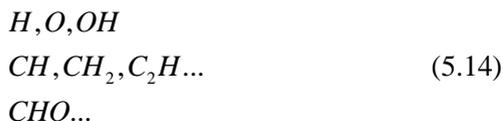
$$L_0 = \frac{3,73}{0,231} = 16,15. \quad (5.12)$$

Такое выражение полной реакции называется суммарной или глобальной реакцией окисления топлива. Оно описывает только начало (исходные вещества C_2H_6 и O_2) и конец процесса горения (т.е. продукты сгорания) и не описывает саму динамику протекания процесса горения. В действительности процесс окисления топлива протекает как последовательность промежуточных (элементарных) реакций. Промежуточные вещества бывают двух типов:

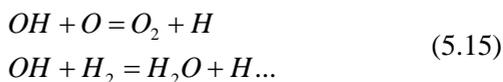
1) стабильные – такие соединения, которые могут сохраняться при атмосферном давлении и нормальной температуре в значительной концентрации ($>10^{-6}$) сколь угодно долго. К таким соединениям для случая горения углеводородных топлив относятся:



2) нестабильные (радикалы) - вещества, которые в равновесном состоянии при нормальном темпе не могут существовать даже в очень малых концентрациях ($>10^{-6}$).



Обычно промежуточные реакции имеют простейший вид, когда взаимодействуют 1 молекула и 1 радикал или 2 радикала, например

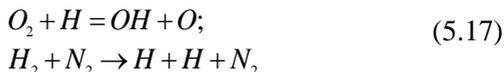


Существуют три типа промежуточных реакций:

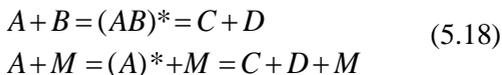
1) бимолекулярная реакция, определяемая столкновением частиц (молекул или радикалов). Если при столкновении частиц энергия $E_{\text{ц}}$ и ориентация столкновения достаточно высока, то происходит мгновенная реакция.



где M – нейтральная молекула, не принимающая участия в химической реакции, но передающая свою энергию от столкновения (а также забирающая энергию). Инициатор того, чтобы молекула A растворилась.



2) бимолекулярная реакция, определяемая распадом подобна первому типу, однако время её протекания значительно больше, чем в предыдущем случае, так как она происходит через свою промежуточную стадию с образованием активированного комплекса $((AB)^*$ и $(A)^*$ – частицы с необычайно высокой внутренней энергией).



3) тримолекулярная реакция – обычно протекает медленно, при одновременном столкновении 3-х частиц.



Вероятность протекания таких реакций гораздо ниже, чем бимолекулярных. Однако они имеют важное значение в процессе горения топлива. Для приведённого выше примера, в отсутствии третьего элемента M , о при столкновении 2 атомов H образуется активированный комплекс $(H_2)^*$ с необычно высокой внутренней

энергией, который не может в дальнейшем сохраниться как молекула H_2 и снова распадается на 2 атома H .



Роль M заключается в отборе избыточной энергии от комплекса $(H_2)^*$, что приводит к образованию H_2 .

Химические реакции могут быть разделены на различные типы по определённым признакам. По количеству исходных веществ и продуктов реакции можно разделить на реакции соединения, разложения, замещения и обмена (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Типы реакций по количеству исходных веществ и продуктов

Тип химической реакции	Определение
Соединения	Реакции между двумя простыми веществами, или несколькими сложными, в которых образуется одно сложное или более сложное вещество, например $2Na + Cl_2 = 2NaCl$
Разложения	Реакции, при которых из одного вещества образуется несколько простых или сложных веществ, например $CaCO_3 = CaO + CO_2$
Замещения	Реакции между сложным и простым веществами, в которых атомы простого вещества замещают один из атомов сложного, например, $CuSO_4 + Fe = FeSO_4 + Cu$
Обмена	Реакции между двумя сложными веществами, в которых они обмениваются своими составными частями, например $HCl + KNO_2 = KCl + HNO_2$

По тепловому эффекту реакции делятся на экзотермические (в которых теплота выделяется) и эндотермические (в них теплота поглощается).

По присутствию других веществ реакции бывают каталитические (протекают в присутствии веществ, их ускоряющих-катализаторов) и некаталитические.

5.5 Основы химического равновесия процессов горения

5.5.1 Константа равновесия. Принцип Ле-Шателье-Брауна

Химические реакции идут как в прямом, так и в обратном направлении, то есть одновременно происходит образование продуктов реакции по прямой реакции и образование исходных веществ по обратной реакции.



Если компоненты реагирующей смеси находятся в контакте достаточно длительное время, то устанавливается динамическое равновесие, когда в смеси непрерывно идут реакции в прямом и обратном направлении, а в среднем концентрации входящих в реагирующую систему веществ остаются постоянными.

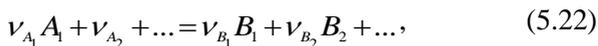
В зависимости от условий протекания процесса (температура T и давление P) равновесие может быть смещено как в сторону продуктов реакции, так и в сторону исходных веществ.

Согласно принципу Ле-Шателье-Брауна равновесие в химической реакции смещается так, чтобы противодействовать изменению внешних условий (T и P). Если прямая реакция экзотермическая, то при повышении температуры реагирующей смеси равновесие смещается в сторону исходных веществ и тепловыделение от реакции уменьшается. Если реакция эндотермическая, то при повышении температуры смеси, равновесие будет смещаться в сторону продуктов реакции и тепловыделение от реакции увеличивается.

5.5.2 Константа равновесия

Принцип Ле-Шателье-Брауна указывает только направление смещения равновесия и не даёт возможности провести количественные расчёты. Такие расчёты можно выполнить с

использованием термодинамических методов и констант равновесия. Рассмотрим химическую реакцию в общем виде:



где A_i, B_i – исходные вещества и продукты реакции соответственно;

ν_{A_i}, ν_{B_i} – стехиометрические коэффициенты перед соответствующими веществами.

Выражение для константы равновесия по парциальному давлению (K_p):

$$\frac{P_{B_1}^{\nu_{B_1}} \cdot P_{B_2}^{\nu_{B_2}} \cdot \dots}{P_{A_1}^{\nu_{A_1}} \cdot P_{A_2}^{\nu_{A_2}} \cdot \dots} = K_p = e^{\frac{-\Delta z}{RT}}, \quad (5.23)$$

где P_i – парциальное давление исходных веществ и продуктов реакции в реагирующей смеси;

$P = \sum P_i$ – полное давление смеси;

$\Delta z = \Delta H - T\Delta S$ – изобарно-изотермический потенциал;

$\Delta H = \sum_1^n \nu_i \Delta H_i$ – энтальпия;

ΔH_i – энтальпия отдельного индивидуального вещества в реагирующей смеси;

ν_i – стехиометрический коэффициент из уравнения для данного вещества, причём для продуктов реакции берётся со знаком «+», а для исходных веществ со знаком «-»;

$\Delta S = \sum \nu_i \Delta S_i$ – энтропия;

$\Delta H_i, \Delta S_i$ – берутся из таблиц термодинамических свойств индивидуальных веществ, кроме того для практических расчётов применяется аппроксимационная формула;

K_p – константа равновесия по парциальному давлению, зависит от температуры.

Вместо парциального давления P_i для описания реагирующей системы обычно используют молярные концентрации $x_i = P_i / P$, тогда подставив вместо P_i значение $x_i P$ в уравнение для константы равновесия получим:

$$K_p = \frac{X_{B1}^{v_{B1}} \cdot X_{B2}^{v_{B2}}}{X_{A1}^{v_{A1}} \cdot X_{A2}^{v_{A2}}} \cdot P^{(\sum v_{Bi} - \sum v_{Ai})}, \quad (5.24)$$

где $\frac{X_{B1}^{v_{B1}} \cdot X_{B2}^{v_{B2}}}{X_{A1}^{v_{A1}} \cdot X_{A2}^{v_{A2}}} = K_x$ – константа равновесия по молекулярным или объёмным концентрациям.

$$K_x = \frac{K_p}{P^{(\sum - \sum)}}, \quad (5.25)$$

где K_x – зависит как от температуры, так и от давления. Только в частном случае

$$\sum v_{Bi} = \sum v_{Ai} \Rightarrow K_x = K_p \quad (5.26)$$

Пример: Окисление CO в O_2



$$K_x = \frac{X_{CO_2}^1}{X_{CO}^1 \cdot X_{O_2}^{0,5}} = \frac{K_p}{P^{(1-1,5)}} = K_p \cdot P^{0,5} \quad (5.28)$$

Чтобы не учитывать влияние давления предполагают, что $P=1 = const \Rightarrow K_x = K_p$,

$K_p = K_x$	T, K
$5,5 \cdot 10^{44}$	300
$1,6 \cdot 10^{10}$	1000
700	2000
0,2	4000
0,014	6000

При температуре до 2000 К $K_x \gg 1 \Rightarrow X_{CO_2} \gg X_{CO} \cdot X_{O_2}^{0,5}$ равновесие полностью смещается в сторону продуктов реакции CO_2 и при установлении равновесия исходных веществ в реагирующей системе практически не наблюдается.

При $T \approx 4000 - 6000 \text{ K}$, $K_x < 1 \Rightarrow X_{CO} \cdot X_{O_2}^{0.5} \gg X_{CO_2}$ равновесие смещается в сторону исходных веществ, следовательно, преобладают обратные реакции диссоциации.

При $T > 6000 \text{ K}$ можно считать, что прямая реакция практически не протекает и в реагирующей среде наблюдаются только исходные вещества.

Константа равновесия позволяет определить количественные соотношения между исходными веществами и продуктами реакции после длительного времени реагирования (в состоянии равновесия) и не позволяет оценить динамику процесса (зависимость концентрации реагирующих веществ от времени).

5.6 Скорость химической реакции. Формула Аррениуса для элементарной и глобальной реакции

Акты химического превращения происходят при соударении молекул и радикалов. При этом кинетическая энергия частиц переходит в потенциальную и может быть затрачена на разрыв связи в молекуле или радикале. Однако это произойдёт только в том случае, если при соударении кинетическая энергия превысит некоторое пороговое значение, называемое энергией активации (E). Для бимолекулярной реакции $A+B=\text{продукты}$ условия протекания реакции запишутся в следующем виде:

$$\frac{m u_H^2}{2} \geq E, \quad (5.29)$$

где u_H – относительная скорость соударяющихся частиц А и В;

$$m = \frac{m_A \cdot m_B}{m_A + m_B} - \text{приведённая масса частиц.}$$

Если принять, что распространение частиц в реагирующей системе по скорости их движения отвечает закону Максвелла, то число столкновений частиц А и В в единичном объёме и в единицу времени составит:

$$z = \bar{u} \sigma n_A n_B, \quad (5.30)$$

где n_A, n_B – число частиц в единице объёма (концентрация);

\bar{u} – средняя относительная скорость движения А и В;

σ – сечение соударения молекул;

$\sigma = \pi(r_A + r_B)^2$, где r_A и r_B – условные радиусы молекул и радикалов, если считать, что они имеют сферическую форму.

Однако, как отмечалось выше, не все столкновения частиц приводят к химической реакции, а только их активная часть Z_A при условии $\frac{m u_H^2}{2} \geq E$.

Установлено, что доля активных столкновений Z_A в общей массе столкновений Z пропорциональна $e^{-\frac{E}{RT}}$, то есть $z_A = z \cdot e^{-\frac{E}{RT}}$

Так как молекулы и радикалы по форме отличаются от сферы, для учёта неправильности этих форм вводится дополнительный коэффициент – геометрический (стерический) фактор S , тогда:

$$z_A = S \bar{u} \sigma e^{-\frac{E}{RT}} n_A n_B. \quad (5.31)$$

Перейдём к традиционной форме закона Аррениуса, где $z_A \rightarrow W$ – скорость химической реакции, а n_A и $n_B \rightarrow C_A$ и C_B – концентрация А и В;

$S \bar{u} \sigma = K_0$ – константа скорости химической реакции, зависящая от вида реагирующих частиц $W = K_0 \cdot e^{-\frac{E}{RT}} \cdot C_A \cdot C_B$ – закон Аррениуса.

Для реакции, протекающей при $T = const$, $K = K_0 \cdot e^{-\frac{E}{RT}} \Rightarrow W = K C_A C_B$ – закон Аррениуса в простой форме.

Таким образом, скорость химической реакции прямо пропорциональна концентрации реагирующих веществ А и В и зависит от константы скорости химической реакции (K), определяемой свойствами этих веществ, температуры и энергии активации. Константу K можно рассчитать теоретически, но обычно

эта величина определяется, исходя из экспериментальных данных и задаётся соответствующими таблицами.

Данный вид уравнения Аррениуса записан для бимолекулярной реакции. Вместе с тем, так как глобальная реакция обычно протекает через цепочку элементарных реакций (обычно бимолекулярных), то форма уравнения Аррениуса приблизительно может быть использована и для описания скорости протекания глобальных реакций, например, горение водорода H_2 :



$$W = K_o e^{-\frac{E}{RT}} C_A^\alpha C_B^\beta, \quad (5.33)$$

где α и β – приблизительно равны соответствующим стехиометрическим коэффициентам, стоящими перед молекулами А и В.

$$\alpha \approx 2, \beta \approx 1. \quad (5.34)$$

Однако в точности это равенство соблюдается, и коэффициенты α и β подбирают на основе экспериментальных данных.

5.7 Влияние температуры и давления на скорость химической реакции

5.7.1 Влияние температур

Рассмотрим изменение константы скорости химической реакции ($K = K_o \cdot e^{-\frac{E}{RT}}$) в зависимости от температуры Т (рисунок 5.1).

$$\frac{K}{K_o} = e^{-\frac{E}{RT}} \quad T \rightarrow 0, \frac{K}{K_o} \rightarrow 0; \quad T \rightarrow \infty, \frac{K}{K_o} \rightarrow 1 \quad (5.34)$$

где $T < T_n$ – скорость химической реакции с увеличением температуры возрастает с ускорением;

$T > T_n$ – скорость химической реакции возрастает с замедлением.

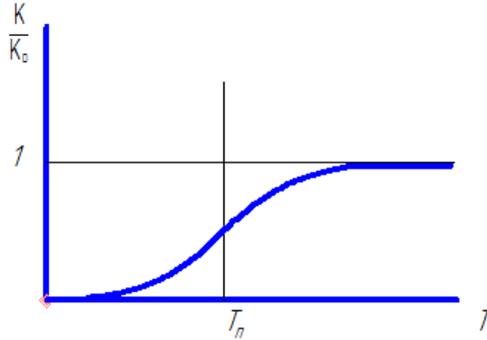


Рисунок 5.1 – Зависимость константы химической реакции от температуры

Для нахождения T_n необходимо приравнять вторую производную $e^{-\frac{E}{RT}}$ к 0:

$$\left. \frac{d^2 \left(e^{-\frac{E}{RT}} \right)}{dT^2} \right|_{T=T_n} = \frac{E}{RT_n^3} \left(\frac{E}{RT_n} - 2 \right) e^{-\frac{E}{RT_n}} = 0, \quad (5.35)$$

$$\frac{E}{RT_n} - 2 = 0.$$

где $T_n = \frac{E}{2R}$; $R = 8,314 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$.

Для большинства реакций горения углеводородных топлив, используемых в технике:

$$E \approx (40 \div 200) \cdot 10^3 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}, \quad (5.36)$$

$$T_n = \frac{(40 \div 200) \cdot 10^3}{2 \cdot 8,3} = (2,5 \div 12) \cdot 10^3 \text{ К}. \quad (5.57)$$

Т.к. в КС практически любых топливосжигающих устройств $T_{\max} \leq 2500 \text{ К}$, то все реакции, протекающие при этом процессе, находятся в области температур $T < T_n$.

5.7.2 Влияние давления

Влияние давления проявляется через увеличение плотности газов в реагирующей системе, а соответственно и увеличение концентрации веществ, входящих в реагирующую систему. При этом при увеличении давления (P) прямо пропорционально увеличивается плотность (ρ) и концентрации C_A и C_B .

Тогда для бимолекулярных реакций $W = K_o \cdot e^{-\frac{E}{RT}} \cdot C_A \cdot C_B$. скорость прямо пропорциональна давлению в квадрате, а для тримолекулярных реакций - давлению в кубе. Таким образом, влияние температур на скорость химической реакции при горении углеводородов – самый существенный фактор (зависимость экспоненциальная). Давление влияет на скорость реакции слабее (обычно квадратичная зависимость).

5.8 Кинетика горения углеводородных топлив, как совокупность цепных реакций

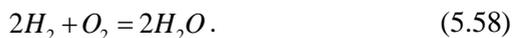
Наблюдение за характером протекания реакции (например, за изменением скорости реакции от температуры и давления) показали, что многие из них невозможно объяснить с позиции анализа простых бимолекулярных реакций. Были обнаружены химические реакции, развитие которых не требует существенного увеличения температуры. Эти реакции возникают при низких температурах и отличаются значительными скоростями. Например, явление «холодного» пламени при низкотемпературном окислении паров эфира. С другой стороны, было обнаружено явление, при котором скорость протекания реакции резко тормозится при добавке ничтожного количества специальных примесей (ингибиторов) в реагирующую систему, или наоборот скорость резко возрастает при добавке других примесей (катализаторов). Такие явления невозможно описать с помощью закона Аррениуса, так как согласно ему на скорость химической реакции влияет только T и P .

Развитие теории кинетики реакции с учётом исследований примеров, указанных выше, привело к созданию теории цепных

реакций и теории разветвления цепных реакций. В общем случае смысл этой теории заключается в следующем: предполагается, что данное исходное вещество превращается в конечный продукт не сразу, а через цепочку образования активных промежуточных веществ, которые легко вступают в дальнейшие промежуточные соединения. В результате образуется конечный продукт реакции и одновременно один (для простейшей цепной реакции) или несколько (для разветвлённой цепной реакции) новых активных центров или радикалов, которые в свою очередь продолжают цепь реакций.

5.9 Реакция горения водорода

Рассмотрим теорию разветвлённой цепной реакции на примере окисления водорода.



Но действительный ход реакции не подчиняется этому уравнению, соответствующему тримолекулярной реакции. Подробное исследование этого процесса приводит к сложной совокупности реакций, наиболее вероятный вид которых:



Реакция (5.59) представляет обычную термическую диссоциацию. Далее следует серия отдельных элементарных актов (рисунок 5.2).

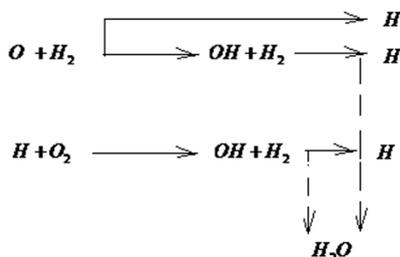
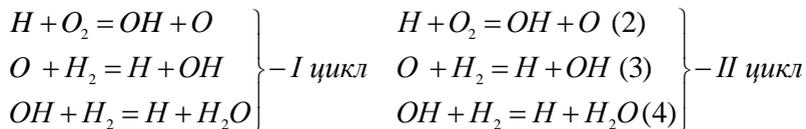


Рисунок 5.2 – Разветвлённая цепь реакций



Реакция (4) – следствие реакций (2) и (3) и фактически происходит дважды. Схематично этот процесс представляется следующим образом:

Из схемы видно, что после завершения цепи один атом H привёл к образованию трёх атомов H .

Наблюдение за скоростью протекания цепной реакции показывает, что заметное возрастание скорости начинается только через некоторое время (рисунок 5.3). Это связано с тем, что на начальном этапе необходимо накопление атомов водорода H . Это время называется индукционным периодом реакции или временем индукции (τ_i).

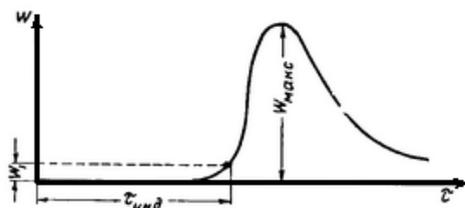


Рисунок 5.3 – Зависимость скорости протекания цепной реакции от времени индукции

Скорость реакции после индукционного периода быстро возрастает, а затем начинает непрерывно уменьшаться, так как расходуется исходное вещество.

5.10 Реакция горения окиси углерода.

Реакция горения CO , как и реакция окисления H_2 играет основную роль при горении углеводородных топлив.



В отсутствие водяных паров эта реакция протекает крайне медленно, её скорость становится значительной только при добавке к смеси небольшого количества водяных паров или водорода. При этом радикалы OH , H и O служат первичными активными – центрами. Механизмы образования подобных центров описаны выше.

Реакция продолжения цепи с одновременным получением конечного продукта имеет вид: $CO+OH=CO_2+H$, здесь поглощается один радикал OH и образуется один радикал H .

Реакции, разветвляющиеся, как и при горении водорода:



Таким образом, реакция горения CO также идёт по цепному механизму.

5.11 Реакция окисления углеводородов

Рассмотрим окисление углеводородов на примере горения пропана (C_3H_8):



Детальная схема горения C_3H_8 включает в себя несколько тысяч элементарных реакций и порядка 500 промежуточных элементов. Вместе с тем, можно выделить её основные этапы, которые в целом правильно отражают механизм процесса (рисунок 5.4).

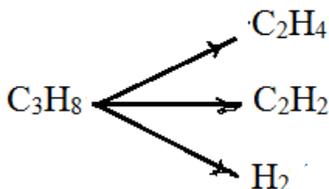
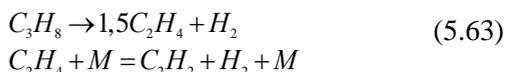


Рисунок 5.4 –Схема горения C_3H_8

1) термический пиролиз (распад молекул).

Квазиглобальные реакции пиролиза для пропана (квазиглобальные реакции – объединение нескольких элементарных реакций, описывающих существенную часть процесса, но не весь процесс в целом).

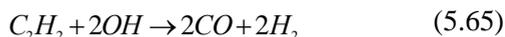


Из этих уравнений видно, что при распаде тяжёлых углеводородов на более лёгкие всегда выделяется водород H_2 .

2) появление водорода приводит к образованию активных центров:



3) реакции лёгких углеводородов с соответствующими радикалами, приводящие к образованию CO , например:



4) на завершающем этапе происходит реакция окисления CO и H_2 до конечных продуктов CO_2 и H_2O .

Следовательно, что в процессах неполного сгорания углеводородных топлив присутствуют:

- несгоревшие углеводороды (в большей степени метан и ацетилен) C_nH_m ;
- окись углерода CO
- кислород O_2
- водород H_2
- конечные продукты CO_2 и H_2O

Чем больше промежуточных веществ присутствует на выходе из камеры сгорания любого устройства, тем ниже полнота сгорания топлива $\eta_{кс}$. В идеальном случае, когда на выходе присутствуют только CO_2 и H_2O $\eta_{кс}=100\%$.

5.12 Реакции образования загрязняющих веществ

5.12.1 Типы загрязняющих веществ

К основным загрязняющим веществам, образующимся при горении углеводородных топлив, относятся:

1) несгоревшие углеводороды C_nH_m .

Они подразделяются на два крупных класса.

а) углеводороды с открытой цепью атомов (алифатические) (рисунок 5.5)

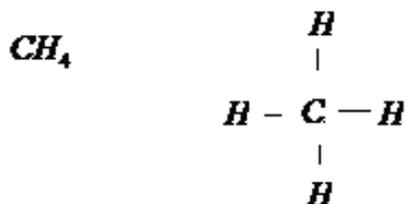


Рисунок 5.5 – Схема строения молекулы метана

Если все связи одинарны, то данные углеводороды являются предельными. К непредельным относятся углеводороды, имеющие между атомами C двойные или тройные связи (рисунок 5.6 и 5.7).

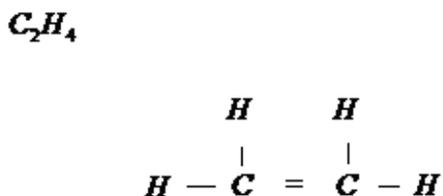


Рисунок 5.6 – Схема строения молекулы этилена



Рисунок 5.7 – Схема строения молекулы ацетилена

Непредельные углеводороды более реакционноспособные, так как эти связи легче рвутся.

Весь класс алифатических углеводородов имеют ПДК (предельно допустимая концентрация) для атмосферного воздуха $\approx 1 - 3 \text{ мг/м}^3$.

б) углеводороды с защитной цепью атомов (циклические).

Среди циклических углеводородов большую вредность имеют ароматические (рисунок 5.8).

Бензол: ПДК=0,1 мг/м³

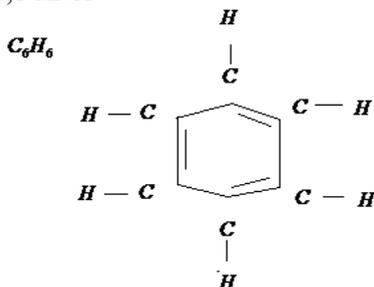


Рисунок 5.8 – Схема строения молекулы бензола

Особую опасность представляют полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), ряд из которых обладает канцерогенными и мутагенными свойствами, то есть способностью вызывать рак или мутацию клеток. Среди канцерогенных и мутагенных ПАУ наиболее опасным и часто распространённым в окружающей среде является бенз(а)пирен $C_{20}H_{12}$ (БП).

БП признан индикатором присутствия ПАУ в продуктах сгорания и окружающей среде, поэтому канцерогенность какой-либо среды часто определяются по количеству находящегося в ней БП (ПДК_{БП} = 10^{-6} мг/м^3).

2) оксид углерода CO (ПДК_{CO} = 3 мг/м³)

3) оксиды азота NO (ПДК_{NO} = 0.06 мг/м³) и NO_2 (ПДК_{NO2} = 0.04 мг/м³).

4) Дым (сажистые частицы).

Чистая сажа представляет собой чистый углерод, и в целом безвредна для организма, однако сажистые частицы активно впитывают в себя различные вредные вещества (в том числе и канцерогенные ПАУ), поэтому дым вреден, как переносчик вредных веществ.

5.12.2 Образование и выброс «лёгких» углеводородов

К «лёгким» условно относятся газообразные углеводороды: CH_4 , C_2H_2 , C_2H_4 , C_2H_6 , образующиеся в процессе термического пиролиза любого исходного топлива. На последних этапах хорошо организованного горения углеводородных топлив лёгкие углеводороды должны выгорать до CO , а затем до CO_2 и H_2O . Этого может не происходить при следующих условиях.

1) если в камере сгорания имеют место зоны с существенным недостатком кислорода ($\alpha \leq 0,6$).

2) при наличии «замораживания» химических реакций, например, вследствие контакта горючей смеси с «холодными» стенками КС или же смешение с «холодными» газами, поступающими в КС через систему охлаждения стенок.

5.12.3 Образование ПАУ

Для образования БП возможны два пути:

1) из ароматических углеводородов, содержащихся в самом топливе. Попадая в зону горения ароматический углеводород из топлива реструктурируется под действием высоких температур.

2) путём синтеза из «лёгких» углеводородов. В условиях нехватки $\alpha \leq 0,6$ и при $T > 1000\text{K}$ происходит разрушение связей у «лёгких» углеводородов, с образованием радикалов, которые соединяются между собой в цепочки с возможным образованием бензольных колец (зародышей ПАУ).

Квазиглобальное уравнение.



В последующем данные зародыши объединяются между собой с образованием ПАУ.

Общее балансовое квазиглобальное уравнение образования БП:



5.12.4 Образование дыма

Дальнейшее увеличение числа колец в ПАУ при сохранении условий $\alpha \leq 0.6$; $T > 1000K$ приводит к увеличению в каждой частице числа атомов $C > 50$, что считается зародышем сажи. Объединение зародышей сажистых частиц между собой приводит к образованию частиц сажи видимых невооружённым глазом, то есть дыма.

Для образования ПАУ необходимо достаточное время пребывания в зоне горения более 5 – 10 мс, так как реакции образования ПАУ – медленные. Для образования сажи нужно ещё больше времени.

5.12.5 Выброс CO

CO, как было показано выше, является промежуточным веществом в реакции горения углеводородных топлив (рисунок 5.9).

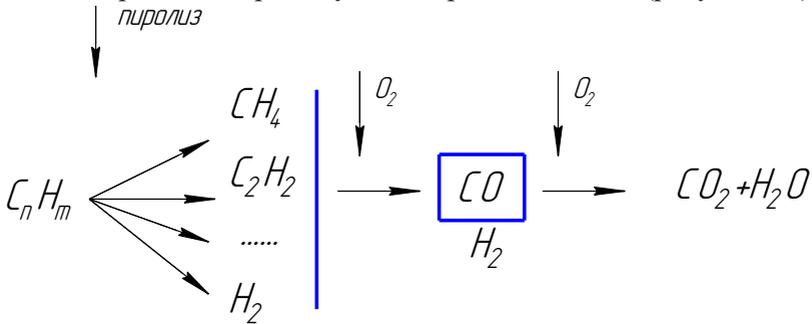


Рисунок 5.9 – Схема выброса CO

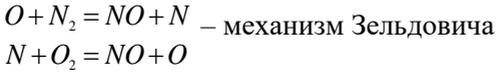
Причинами выброса CO являются

- нехватка кислорода ($\alpha \leq 1$);
- замораживание реакции;
- малое время пребывания реагирующей смеси в зоне горения (реакции окисления $CO \rightarrow CO_2$ сравнительно медленные).

5.12.6 Образование и выброс NO_x

В ГТД и ГТУ в качестве окислителя топлива используется атмосферный воздух, более чем на 70% состоящий из азота. Поэтому в зоне горения создаются условия для протекания следующего блока реакций.

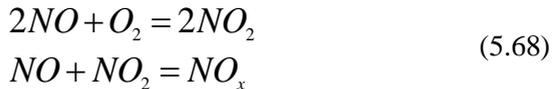
В высокотемпературной зоне всегда присутствует большое количество радикалов (O , H , OH) тогда, для образования NO , возможен следующий цепной механизм:



Условия протекания данных реакций $\alpha \rightarrow 1$ $T \geq 2000K$.

Дополнительное условие интенсивного образования NO – наличие свободного кислорода O_2 , не задействованного в окислении углеводородного топлива, то есть $\alpha \geq 1$, однако оптимальными условиями являются $\alpha \approx 1,01..1,1$. При дальнейшем увеличении $\alpha \geq 1,1$ свободного кислорода становится больше, но резко падает температура горения.

При наличии свободного кислорода даже в условиях снижения температуры продуктов сгорания (например, в выхлопных системах) происходит окисление $NO \rightarrow NO_2$ (например, последующая квазиглобальная реакция):



Использование экологически чистого топлива – H_2 радикально решает проблему с выбросами C_nH_m и CO и дыма, однако с точки зрения NO_x , при использовании в качестве окислителя атмосферного воздуха, проблема не решается, а наоборот усугубляется, так как горение H_2 происходит при более высоких температурах, чем горение углеводородных топлив.

5.13 Воспламенение и распространение пламени

5.13.1 Распространение пламени. Режимы горения. Классификация пламен. Воспламенение. Пределы воспламенения

Выделяют следующие режимы горения:

1) предпламенное горение – медленный процесс, для которого при нормальных условиях требуется от одной до 100 сек. Реакции, протекают в диапазоне температур 600...800 К. Продукты сгорания на этом режиме содержат в высоких концентрациях частично окислившиеся органические соединения, поэтому выделяется только часть теплоты сгорания.

2) дефлаграция – это распространение пламени по горючей газовой смеси за счёт диффузии активных центров и передачи тепла из фронта пламени в несгоревшую смесь. На это процесс затрачивается от одной до 10 миллисекунд при температуре 1000...2200 К.

Пламя представляет собой светящуюся зону, характеризующуюся значительными градиентами температур и концентрацией веществ, которая образуется в результате горения.

Фронт пламени – поверхность, разграничивающая свежую ТВС и зону горения. Фронт пламени при режиме дефлаграции распространяется со скоростью нескольких метров в секунду.

3) детонация – режим горения, в котором химические реакции вызываются ударной волной, которая в свою очередь поддерживается ими. Детонационная волна распространяется со сверхзвуковыми скоростями, порядка нескольких километров в секунду. При дефлаграции происходит послышная передача поджигающего импульса путём молекулярной теплопроводности, давление остаётся постоянным, а при детонации от слоя к слою передаётся импульс сжатия, теплопроводность в этом процессе не играет роли.

Различают также гомогенное и гетерогенное горение.

Гетерогенное горение появляется при сжигании топлив, при условии, что топливо до зоны пламени испарилось не полностью.

Гомогенное горение – процесс, когда топливо и воздух находятся в одном агрегатном состоянии (газообразном).

5.13.2 Классификация пламён

Пламёна можно классифицировать по ряду признаков.

По состоянию среды «горючее-окислитель»: *диффузионные и предварительно перемешанных сред*. По перемещению реакционной среды: *ламинарные, турбулентные и пульсирующие*. По агрегатному состоянию горючих веществ: *пламя газообразных, жидких и твёрдых реагентов*. По излучению: *светящиеся, окрашенные, бесцветные*. По температуре: *холодные, низкотемпературные, высокотемпературные*. По скорости распространения: *медленные, быстрые*. Рассмотрим основные типы пламён, применяющихся в технике.

Диффузионные пламёна – когда топливо и окислитель подаются в зону горения раздельно, а их перемешивание происходит непосредственно в зоне пламени посредством диффузионных процессов. В пламёнах предварительно перемешанной смеси топливо и окислитель предварительно смешиваются, а затем подаются в зону горения.

Деление на ламинарные и турбулентные пламёна происходит по газодинамическим признакам. Ламинарным называется спокойное, безвихревое пламя устойчивой геометрической формы, которое обычно наблюдается при небольших скоростях течения смеси. С ростом скоростей потока топливовоздушной смеси в пламени возникают закрученные потоки, оно начинает постоянно менять форму. Такое пламя называют турбулентным. В технических устройствах горение струй топливо-воздушной смеси и пламя иногда называют факелом.

Для рабочего процесса ГТД и ГТУ наиболее характерны турбулентные диффузионные пламёна.

5.13.3 Пределы воспламенения

Для любого горения характерны две стадии: воспламенения и горения. Не все виды ТВС могут гореть и воспламеняться. Пламя может распространяться только в смесях, состав которых находится в определённых концентрационных пределах. Если в замкнутый сосуд с воздухом постепенно, малыми порциями добавлять топливо, и пытаться воспламенить получаемую смесь, то это произойдёт при

определённом соотношении между воздухом и топливом. Процентное содержание топлива в воздухе (или коэффициент избытка воздуха α) соответствующее этому моменту называют нижним концентрационным пределом воспламенения (бедным пределом). Если затем продолжать увеличивать содержание топлива в смеси, то наступит момент, когда смесь перестанет воспламеняться. Этот момент называют верхним концентрационным пределом (богатым).

Анализ данных экспериментальных измерений показывает, что и бедный, и богатый предел соответствует минимальной температуре пламени. Для бедного, при уменьшении содержания топлива увеличивается коэффициент избытка воздуха ($\alpha > 1$), то есть при сжигании одной единицы топлива выделившееся тепло будет расходоваться и на нагрев воздуха, не участвовавшего в процессе горения. Поэтому, чем больше α , тем меньше становится температура горячей смеси и наступает момент, когда температура падает настолько, что поддерживать процесс горения становится невозможно – пламя погасает.

Для богатого предела увеличение количества топлива ($\alpha < 1$) приводит к тому, что в смеси возникает нехватка кислорода для полного завершения реакции горения до ($C_2O + H_2O$). Поэтому происходит неполное сгорание топлива и соответственно с каждой единицы топлива выделяется только часть теплоты сгорания, причём чем меньше α , тем меньше выделяется теплоты, поэтому температура уменьшается и пламя погасает.

Для большинства углеводородных топлив при нормальных условиях ($P_0 = 1$ атм., $T_0 = 298$ К) предельные значения α составляют $\alpha_{бед} \approx 2$, $\alpha_{бог} \approx 0,35..0,4$.

5.13.4 Влияние давления, температуры и балластных примесей на пределы воспламенения

Увеличение давления расширяет концентрационные пределы, однако, в основном, за счёт расширения богатого предела. Бедный предел практически не зависит от давления в диапазоне 0,01-5 МПа. Увеличение температуры расширяет, как бедный, так и богатый пределы. Добавление балластных примесей (увеличение азота в воздухе) сужает концентрационные пределы.

5.14 Самовоспламенение и зажигание

На практике используются два способа воспламенения смеси: самовоспламенение и зажигание. При самовоспламенении весь объем горючей смеси постепенно, путём подвода тепла или повышения давления, доводится до температуры воспламенения, после чего весь объем смеси воспламеняется и сгорает без внешних воздействий. При зажигании смесь доводят до состояния воспламенения путём повышения температуры от внешнего источника не во всем объёме, а только в малой его части, откуда фронт пламени распространяется по свежей ТВС. При зажигании необходимо в зоне воспламенения создать температуру, значительно превышающую $T_{воспл}$ топлива, так как из этой маленькой зоны будет идти интенсивный теплоотвод, как в стенке КС, так и в окружающую «холодную» свежую ТВС (рисунок 5.10).

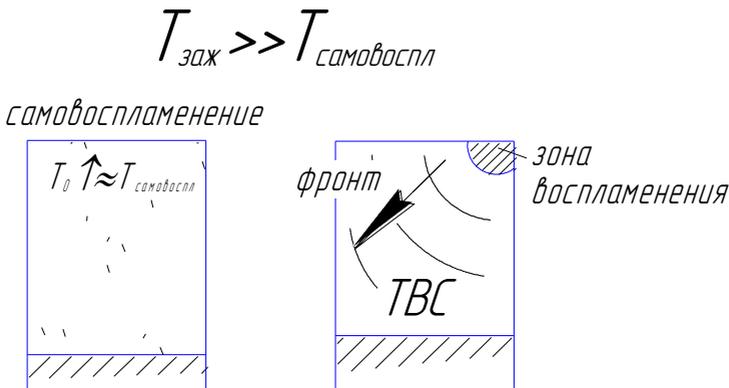


Рисунок 5.10 – Схема самовоспламенения и зажигания искрой

Известны три основных способа зажигания:

- 1) нагретым телом (инерционный);
- 2) искрой (малоинерционный);
- 3) факелом (или дежурным очагом пламени).

В последнем случае зажигание часто называют стабилизацией пламени (рисунок 5.11).

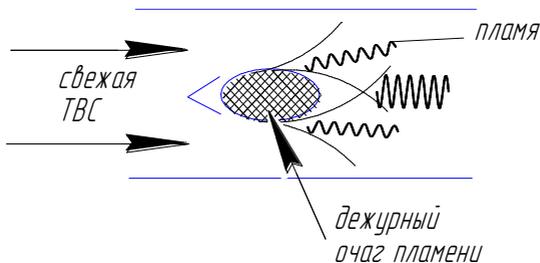


Рисунок 5.11 – Схема зажигания дежурным пламенем

При использовании жидких топлив образование ТВС, в которых возможны процессы горения, ограничено нижним температурным пределом T_{Hmin} . Это минимальная температура, при которой давление паров топлива достаточно для достижения в воздухе такой концентрации паров, которая соответствует $\alpha_{бед}$ (то есть это T , при которой возможно образование горючей смеси). У более летучих жидких топлив T_H более низкая.

5.15 Распространение пламени. Ламинарные пламёна в однородной смеси

5.15.1 Основные понятия и определения

В топливовоздушной смеси источник воспламенения (искра или нагретое тело) создаёт узкую зону химических реакций, которая в результате переноса теплоты и диффузии активных центров (радикалов) распространяется от одного слоя смеси к другому. Т.е. процесс распространения пламени представляет собой ряд последовательно идущих непрерывных процессов зажигания, а зона химических реакций характеризуется большими градиентами температур и концентрации веществ. Границы между свежей ТВС и зоной химических реакций являются фронтом пламени (рисунок 5.12, 5.13).

$$\alpha_{бог} < \alpha < \alpha_{бед}$$

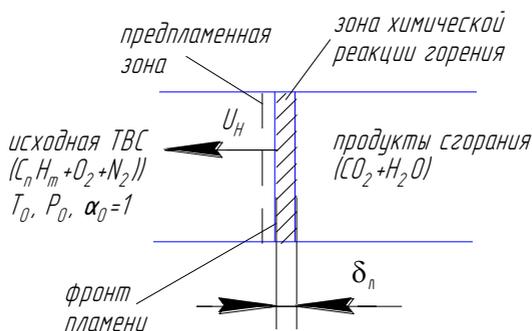


Рисунок 5.12 – Схематичное изображение ламинарного горения

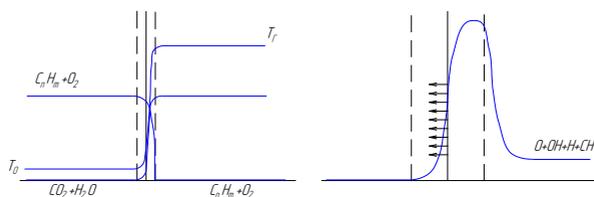


Рисунок 5.13 – График распределения температуры и основных компонентов во фронте ламинарного пламени

Распространение ламинарного пламени определяется двумя факторами:

- 1) процессом теплопроводности от зоны горения к исходной ТВС,
- 2) диффузией различных веществ из зоны горения в предпламенную область, к исходной ТВС. Диффузия активных центров радикалов в предпламенной области играет важную роль в процессе распространения пламени, т.к. способствует развитию цепных и разветвлённых цепных реакций в этой области.

U_H – скорость движения зоны реакции (или фронта пламени) относительно исходной ТВС. Её вектор направлен перпендикулярно к поверхности фронта пламени в данной точке. U_H является фундаментальной характеристикой горючей смеси и имеет важное практическое значение для определения условий стабилизации пламени, скорости выгорания ТВС, скорости тепловыделения.

5.15.2 Измерение скорости распространения пламени. Факторы, влияющие на скорость распространения пламени

Существует два способа измерения U_H :

1) в пламенах, перемещающиеся по неподвижной смеси (рисунок 5.14).

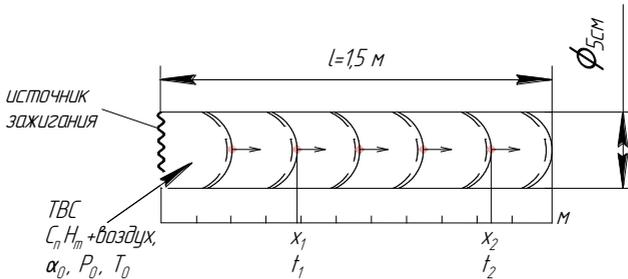


Рисунок 5.14 – Схема измерения скорости распространения пламени в трубе

В замкнутую трубку подводят ТВС с заданными параметрами. После зажигания искривлённый фронт пламени перемещается по длине трубки. Его скорость находят с помощью датчиков, фиксирующих положение фронта пламени и скоростной видео или фотосъёмки.

$$V = \frac{\Delta x}{\Delta t} \quad [M/c],$$

$$F_{mp} = \frac{\pi d_{mp}^2}{4} \cdot \quad (5.69)$$

где $F_{фр.пл.}$ определяется по фотографиям.

$$U_H \cdot F_{фр.пл.} = V \cdot F_{mp},$$

$$U_H = V \cdot \frac{F_{mp}}{F_{фр.пл.}} \quad (5.70)$$

2) в движущемся потоке. Метод горелки Бунзена (рисунок 5.15).

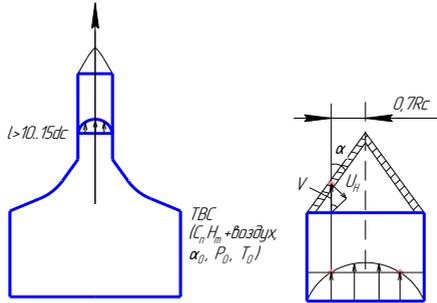


Рисунок 5.15 – Схема измерения скорости распространения пламени в горелке Бунзена

Подавая в горелку ТВС, измеряем её параметры. Затем производим фотографирование зоны горения.

$$1) V_{cp} = \frac{G_s + G_m}{\rho_{TBC} \cdot F_{сопла}} \left[\frac{M}{c} \right];$$

2) Измеряем α в точках пламени на расстоянии $0.7R$ сопла от оси. α измеряем по фото;

$$3) U_H = V_{cp} \cdot \sin \alpha .$$

5.15.3 Факторы, влияющие на скорость распространения пламени

1. Влияние α_0 (рисунок 5.16).

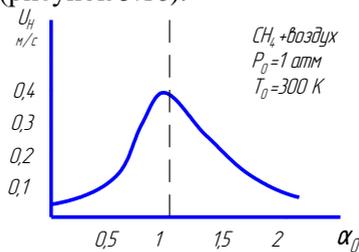


Рисунок 5.16 – Влияние коэффициента избытка воздуха на нормальную скорость распространения пламени

Скорость U_H имеет максимум в районе стехиометрического состава смеси, где создаются наибольшие оптимальные условия горения и максимальная температура горения. При увеличении $\alpha > 1$ в ТВС имеется дополнительный воздух, не участвующий в процессе горения (балласт), поэтому температура пламени падает. Условия для зажигания соседних слоёв ТВС ухудшаются, U_H уменьшается и на границе срыва пламени ($\alpha \approx 2$) $U_H^{min}=0,05$ м/с. При движении в богатой области $\alpha > 1$ из-за нехватки O_2 не происходит полного завершения реакции. Тепловыделение снижается, условия для сжигания ТВС ухудшаются и на границе $\alpha U_H^{min}=0,05$ м/с.

2. Влияние начальной температуры пламени (рисунок 5.17).

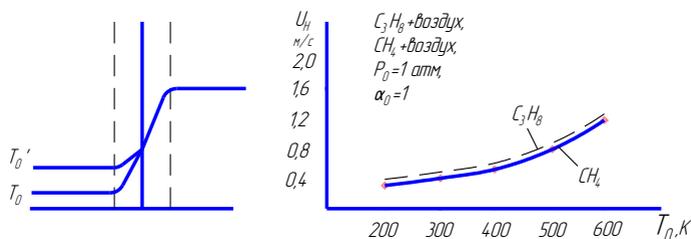


Рисунок 5.17 – Влияние начальной температуры ТВС на нормальную скорость распространения пламени

С увеличением T_0 скорость распределения пламени увеличивается для всех углеводородных топлив. При этом различия между топливами незначительны.

В диапазоне температур 300-600 К (увеличение температуры в 2 раза) нормальная скорость распределения пламени U_H увеличивается с 0.4 до 1.3 м/с (более чем в 3 раза). Т.о. влияние температуры T_0 на U_H можно считать существенным. Увеличение U_H связано с тем, что при увеличении температуры исходной ТВС необходимо затратить меньше тепла для воспламенения соседних с фронтом пламени слоёв смеси, поэтому фронт пламени распределяется быстрее.

3. Влияние давления

Влияние давления на U_H не всегда однозначно. Для обычных режимов горения $U_H \leq 0,4$ м/с в зависимости от α увеличение давления может приводить к незначительному снижению U_H . При $U_H \geq 0,6$ м/с увеличение давления практически не влияет на U_H или

незначительно её увеличивает. Поэтому в целом можно считать, что давление незначительно влияет на U_H .

Т.о. по степени влияния на U_H можно эти факторы выстроить в следующем порядке:

- 1) α_0 – главный фактор;
- 2) T_0 – существенный фактор;
- 3) p_0 – незначительный фактор.

5.16 Распространение пламени. Турбулентные пламёна в однородной смеси

5.16.1 Распространение турбулентных пламён в однородной смеси

Если в ламинарном пламени распространение пламени обеспечивается молекулярным переносом (тепла и диффузии), то в турбулентном потоке дополнительно возникает тепломассоперенос за счёт пульсационного движения уже отдельных молекул газа. В результате воздействия турбулентных пульсаций фронт пламени искривляется (как бы растягивается), следовательно, увеличивается площадь поверхности фронта пламени, а соответственно и площадь взаимодействия зоны горения с исходной ТВС (рисунок 5.18). Следовательно, в единичном объёме в единицу времени сгорает большее количество горючей смеси по сравнению с ламинарным случаем (соответственно увеличивается турбулентная скорость распределения пламени U_T).

$$l_{зг} \gg \delta_l \quad (5.70)$$

где U_T – линейная скорость движения осреднённого турбулентного фронта пламени относительно исходной ТВС, направленная перпендикулярно к этой осреднённой поверхности;

$l_{зг}$ – длина зоны горения в турбулентном пламени;

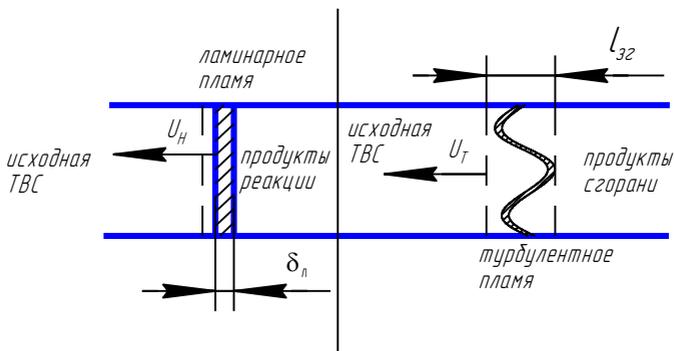


Рисунок 5.18 – Определение нормальной и турбулентной скорости распространения пламени

$$t_{\Gamma} = \frac{l_{3г}}{U_T} \text{ – время выгорания в зоне горения;}$$

U_T как и в ламинарном случае зависит от вида компонентов ТВС, α_0 , T_0 , p_0 , а также от гидродинамических характеристик потока (параметров турбулентности).

5.16.2 Некоторые характеристики турбулентных потоков.

1) в турбулентном потоке в каждой его точке вектор скорости постоянно меняет своё направление и величину. Вместе с тем, если провести осреднение по времени, то получим среднее значение скорости, которое в целом определяет направление движения потока \overline{W} , м/с (рисунок 5.19).



Рисунок 5.19 – Определение осреднённого вектора скорости турбулентного потока

Вместе с тем на среднее движение накладывается пульсационная составляющая, которая зависит от интенсивности турбулентности в данном потоке W' , м/с. W' – среднее отклонение от среднего значения скорости.

2) интенсивность турбулентности $\varepsilon = \frac{W'}{W} \cdot 100\%$.

3) масштаб турбулентности.

Лагранжев масштаб турбулентности (l_{cm}) – путь, проходимый объёмом газа в пульсационном движении относительно всей массы газа с сохранением индивидуальных свойств данного объёма газа.

Эйлеров масштаб турбулентности (l_0) – средний эффективный размер перемешивающихся молей газа (объёмов).

$$l_0 \approx 2l_{cm} . \quad (5.71)$$

4) коэффициент турбулентного обмена $a_t = l_{cm} W'$ м³/с – аналогичен коэффициенту молекулярной диффузии для ламинарных потоков.

В технически гладкой трубе при высоких скоростях движения газа:

$$Re = \frac{\bar{W}d_{mp}}{\nu} \geq 10^5 \quad (5.72)$$

$$\zeta \approx 0,04 - 0,05 \quad (5.73)$$

$$l_{cm} \approx 0,02d_{mp} ; \quad (5.74)$$

$$a_t \approx 0,001\bar{W}d_{mp} . \quad (5.75)$$

Для интенсификации процессов турбулентности устанавливают специальные турбулизаторы (решётки, плохо обтекаемые тела, завихрители, уступы).

5.16.3 Основные подходы к теории турбулентного горения

В зависимости от масштаба турбулентности может использоваться:

- теория поверхностного горения;
- теория объёмного горения.

Теория поверхностного горения

Для случая, когда масштаб турбулентности $l_0 \geq 2\delta_n$, принимают теорию поверхностного горения. Основная роль отводится крупномасштабным вихрям и считается, что горение происходит на их поверхностях по типу ламинарного пламени, а увеличение скорости U_T связано с увеличением площади фронтов пламени (рисунок 5.20).

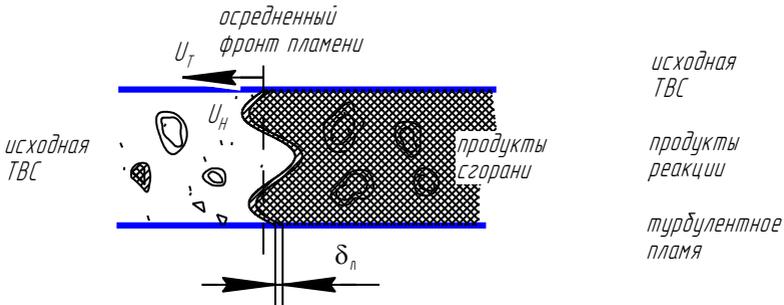


Рисунок 5.20 – Схема поверхностного горения

F_k – площадь камеры сгорания;
 $F_{\text{фп}}$ – площадь фронтов пламени.

$$\begin{aligned}
 U_T F_k &= U_n F_{\text{фп}}, \\
 U_T &= U_n \cdot \frac{F_{\text{фп}}}{F_k}, \\
 F_{\text{фп}} &\gg F_k \Rightarrow U_T \gg U_n.
 \end{aligned}
 \tag{5.76}$$

Конфигурация фронта пламени в турбулентном потоке постоянно изменяется. Однако её среднестатистическое значение достаточно стабильно и зависит в основном от интенсивности турбулизации и $l_{\text{см}}$. Существуют полученные на основе экспериментальных данных различные полуэмпирические зависимости для расчёта U_T в различных камерах сгорания.

Например, для развитой турбулентности

$$U_T = U_n + \sqrt{2U_n \cdot W'} . \quad (5.77)$$

Зададимся следующим потоком:

$$\bar{W} = 100 \text{ м/с}$$

$$U_n = 0,4 \text{ м/с} \quad (\alpha_0 = 1; T_0 = 300 \text{ К}; P_0 = 1 \text{ атм})$$

$$\varepsilon = 20\%; 50\%$$

а) $20\% \rightarrow W' = \varepsilon \cdot \bar{W} = 0,2 \cdot 100 = 20 \text{ м/с}$

$$U_T = 0,4 + \sqrt{2 \cdot 0,4 \cdot 20} = 4,4 \text{ м/с}$$

б) $50\% \rightarrow W' = \varepsilon \cdot \bar{W} = 0,5 \cdot 100 = 50 \text{ м/с}$

$$U_T = 0,4 + \sqrt{2 \cdot 0,4 \cdot 50} \approx 7 \text{ м/с}$$

Из приведённого примера видно, что при интенсивности турбулентности $\varepsilon > 25\%$ и $\bar{W} = 100 \text{ м/с}$ U_T увеличивается более чем в 10 раз по сравнению с U_n .

Теория объёмного горения

По этой теории предполагается, что процесс горения отдельных молей происходит не на поверхности, а в объёме, а горению должно предшествовать смешение молей газа (свежей смеси и продуктов сгорания) до температуры воспламенения. Распределение пламени достигается за счёт турбулентного переноса таких молей их смешения и сгорания по законам химической кинетики, т.е. в этом случае турбулентное пламя как бы по схеме не отличается от ламинарного только соответствие зоны.

Поэтому здесь применяется теория ламинарного пламени только с заменой молекулярных коэффициентов на турбулентные.

$$U_T = U_n \cdot \sqrt{\frac{D_T}{D_M}} , \quad (5.78)$$

где D_T – коэффициент турбулентной диффузии;

D_M – коэффициент молекулярной диффузии.

5.17 Турбулентные пламена предварительно перемешанной смеси

5.17.1 Различия пламён предварительно перемешанной и предварительно не перемешанной смеси

Турбулентные пламена предварительно не перемешанной смеси распространены в реактивных, ракетных, автомобильных с непосредственным впрыском и дизельных двигателях, паровых котлах и горелках. Таким образом, за исключением турбулентного горения предварительно перемешанной смеси в двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием, в подавляющем большинстве случаев в технических объектах используется турбулентное горение предварительно не перемешанной смеси.

Принципиальная разница между пламенами предварительно перемешанной и предварительно не перемешанной смеси становится понятна при сравнении идеальных случаев для каждого из них. Идеальное пламя предварительно не перемешанной смеси обладает быстрой (равновесной) химией, которая быстро приводит к установлению локального соотношения компонентов смеси (переменной смешения); соотношение компонентов смеси постоянно изменяется. В идеальном пламени предварительно перемешанной смеси несгоревший газ полностью перемешан перед началом химических реакций, а химические реакции мгновенно начинаются при переходе от несгоревшего газа к сгоревшему на границе раздела между реагентами и продуктами; граница раздела распространяется со скоростью $v_{\text{лам}}$.

Различие между пламенами предварительно перемешанной и предварительно не перемешанной смеси не всегда очевидно в случае, когда времена перемешивания и времена химических реакций становятся сопоставимыми. Например, локальное погасание пламени в случае предварительно не перемешанной смеси может дать возможность горючему и воздуху смешаться до того, как смесь воспламенится от ближайшей соседней зоны пламени предварительно не перемешанной смеси (что приводит к горению частично перемешанной смеси).

Пламена предварительно не перемешанной смеси существуют на границе раздела между горючим и окислителем, и пламя

поддерживается диффузией с каждой стороны. Пламя не распространяется и движется только вместе с конвективным (иногда турбулентным) движением горючего и окислителя. Пламена предварительно перемешанной смеси имеют реагенты только с одной стороны от фронта пламени (и сгоревшие продукты с другой стороны). Например, такой продукт, как вода, появляется только с одной стороны от фронта пламени предварительно перемешанной смеси и с обеих сторон от фронта пламени предварительно не перемешанной смеси.

Движение фронта пламени предварительно перемешанной смеси является суперпозицией процесса распространения фронта пламени и процесса конвективного (иногда турбулентного) движения потока. В связи с этим моделирование турбулентных пламен предварительно перемешанной смеси является существенно более перспективной задачей, чем моделирование турбулентных пламен предварительно не перемешанной смеси.

5.17.2 Классификация пламён предварительно перемешанной смеси

Иллюстрация пламени предварительно перемешанной смеси в турбулентном потоке приведена на рисунке 5.21. Предварительно перемешанные горючее и окислитель движутся вверх. Пламя предварительно перемешанной смеси стабилизируется путём рециркуляции горячего газа за плохо обтекаемым телом. Пламя распространяется от этого плохо обтекаемого тела в набегающий поток несгоревшей смеси горючее-воздух. Если набегающий поток был бы ламинарным, пламя предварительно перемешанной смеси образовывало бы плоскую V-образную структуру. Однако так как набегающий поток – турбулентный, то угол пламени изменяется в зависимости от локальной скорости поступления реагентов.

Отклонение фронта турбулентного пламени предварительно перемешанной смеси от плоской структуры к развивающейся трёхмерной структуре демонстрирует диаграмма Борги, представленная на рисунке 5.22 в двойном логарифмическом масштабе. На ней откладывается величина $v'/v_{\text{лам}}$, представляющая интенсивность турбулентности набегающего потока v' , нормированную на ламинарную скорость горения $v_{\text{лам}}$, в зависимости

от величины $l_0 / l_{\text{лам}}$, которая представляет собой максимальный масштаб длины турбулентного вихря l_0 , нормированный на толщину ламинарного пламени $l_{\text{лам}}$. Флуктуации скорости v' являются следствием вихревого движения потока:

$$v' = \sqrt{\frac{2k_0}{\rho_0}}, \quad (5.79)$$

где k_0 – кинетическая энергия турбулентности;
 ρ_0 – плотность набегающего потока.

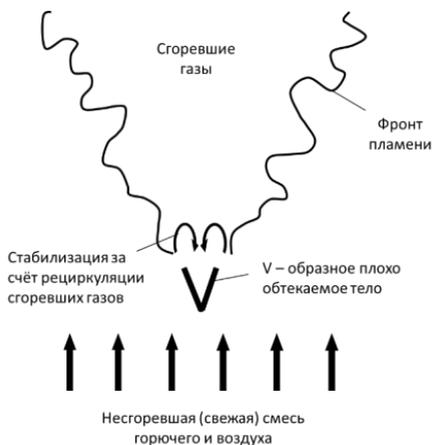


Рисунок 5.21 – Схематическая иллюстрация мгновенной картины V-образного турбулентного пламени предварительно перемешанной смеси, стабилизированного плохо обтекаемым телом

Линии разделяют диаграмму на области с различным поведением пламени. Когда турбулентное число Рейнольдса ($R_1 = v' l_0 / \nu$), определённое в уравнении (5.79), меньше единицы, ($R_1 = R_T^2 < 1$), наблюдается ламинарное горение. Область турбулентного горения ($R_1 = R_T^2 > 1$) разделяется на три зоны. Для понимания этого деления важно рассмотреть два безразмерных отношения, а именно турбулентное число Карловитца (Ka) и турбулентное число Дамкёлера (Da).

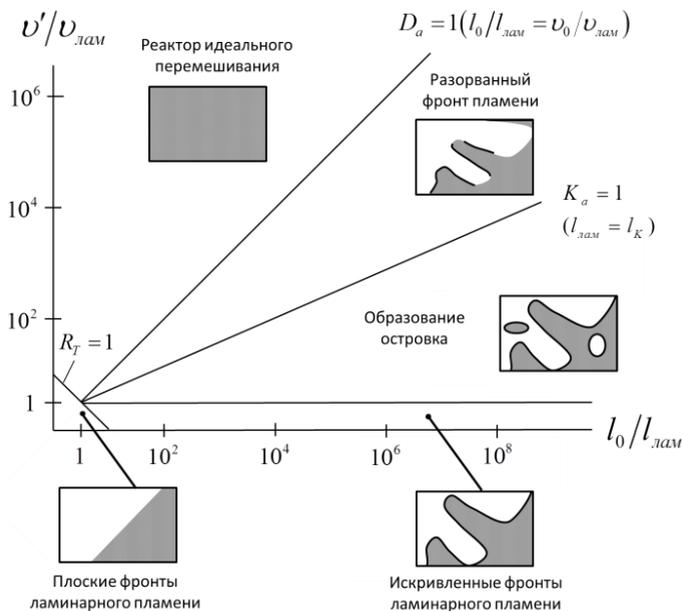


Рисунок 5.22 – Диаграмма Борги

Турбулентное число Карловитца (Ka) представляет собой отношение временного масштаба $t_{лам}$ ламинарного пламени $t_{лам} = l_{лам} / v_{лам}$ и масштаба времени Колмогорова t_K :

$$K_a = \frac{t_{лам}}{t_K}; \quad (5.80)$$

$$t_K = \sqrt{\nu / \tilde{\epsilon}}, \quad (5.81)$$

где ν – характеристическая кинематическая вязкость ($\nu = \mu/\rho$);
 $\tilde{\epsilon}$ – скорость диссипации турбулентной энергии.

Для масштаба времени Колмогорова время обращения вихря размером l_K равно времени диффузии поперёк вихря. Для размеров меньше l_K поток является ламинарным. Когда толщина пламени меньше, чем масштаб Колмогорова, система описывается как локально ламинарное пламя предварительно перемешанной смеси внутри турбулентного потока. На диаграмме Борги этот очаговый режим наблюдается ниже линии $Ka=1$. Турбулентное число

Дамкелера (Da) описывает отношение макроскопических временных масштабов и временных масштабов химических реакций:

$$Da = \frac{t_0}{t_{лам}} = \frac{l_0 v_{лам}}{v' l_{лам}}. \quad (5.82)$$

При $Da < 1$ время, необходимое для химического изменения системы, больше времени, необходимого для движения потока, вызывающего эти изменения. В таком режиме почти все турбулентные вихри попадают в зону реакции, которая настолько широка, что термин «фронт пламени» теряет смысл. На диаграмме Борги этот режим наблюдается выше линии $Da = 1$. Эта область, называемая также реактором идеального перемешивания, будет обсуждаться позднее.

Между областью реактора идеального перемешивания и зоной очагового режима располагается распределенная зона реакции, в которой определенная доля вихрей попадает во фронт пламени, а именно те вихри, которые имеют масштаб длины меньше, чем l_K . В любом турбулентном потоке существует широкий интервал турбулентной диссипации $\tilde{\epsilon}$; кажется, что величина $\tilde{\epsilon}$ распределена по логнормальному закону. Таким образом, турбулентное пламя предварительно перемешанной смеси не может быть представлено одной точкой на диаграмме Борги, а представляется в виде области, которая может пересекать границы. С точки зрения практического использования пламени в предварительно перемешанной смеси широко распространены в бензиновых ДВС.

5.18 Модели микроламинарного пламени

Проблема моделирования ламинарного пламени представляет собой одномерную в пространстве и стационарную во времени задачу. Турбулентное пламя предварительно перемешанной смеси не стационарно во времени и имеет трёхмерную структуру. Прямое численное моделирование для этого случая выходит за рамки возможностей современных вычислительных комплексов. Поэтому практической альтернативой такому моделированию является развитие моделей, которые позволяют предсказывать основные

характеристики пламен на основе определённых знаний о физических процессах, протекающих в системе, в виде определённой субмодели. Примером такой субмодели является модель микроламинарного пламени.

Модель микроламинарного пламени предварительно перемешанной смеси описывает турбулентное пламя предварительно перемешанной смеси как ламинарное пламя предварительно перемешанной смеси, погруженное в поле турбулентного потока. При стремлении к нулю турбулентного числа Рейнольдса (Re) эта модель правильно описывает переход к ламинарному пламени предварительно перемешанной смеси. Существует консенсус относительно того, что концепция микроламинарного пламени применима в области больших чисел Дамкелера для масштабов турбулентности больших, чем толщина пламени; эта область располагается в правой нижней части диаграммы Борги.

В режиме микроламинарного пламени центральной проблемой является количественное определение скорости распространения пламени, которая определяется диффузией, поддерживаемой химическими реакциями. Следовательно, необходимо знать скорости химических реакций. Обычно используется переменная s , характеризующая глубину реакции и описывающая развитие процесса горения во фронте пламени предварительно перемешанной смеси. Её величина изменяется от 0 до 1 (как и величина соотношения компонентов смеси (переменная смещения)). В качестве индикатора развития реакции часто используется температура, однако могут использоваться и другие скалярные величины, например, образование конечного продукта (в частности, CO_2):

$$\omega_{CO_2} = c\omega_{CO_2,b}, \quad (5.83)$$

где индекс b обозначает сгоревший газ.

Профиль используемой скалярной величины не должен иметь максимума между c_{\max} и c_{\min} , поскольку в этом случае величина s не будет однозначно определена. Такие скалярные величины, как концентрации OH , O_2 , CO , CO_2 и т.д., в любой точке потока могут быть охарактеризованы при помощи переменной s глубины реакции и, если это необходимо, при помощи локальной диссипации величины s .

Ламинарные пламена предварительно перемешанной смеси с заданными скоростями диссипации для случая конфигурации пламен с противотоком можно исследовать экспериментально, используя одномерные уравнения сохранения. Турбулентные пламена предварительно перемешанной смеси, аналогично турбулентным пламенам предварительно не перемешанной смеси, могут быть описаны как ансамбль очаговых ламинарных пламен предварительно перемешанной смеси.

На рисунке 5.23 показаны результаты 2D-ЛИФ измерений концентрации радикалов OH в турбулентном пламени предварительно перемешанной смеси природного газа с воздухом, стабилизированном на горелке полупромышленных размеров. Явно видна искривленная структура фронта пламени. Важно отметить, что наблюдается максимум концентрации OH на фронте пламени, что демонстрирует возможность описания всех скалярных величин в потоке при помощи одной переменной глубины. Если известна величина s как входной параметр, субмодель микроламинарного пламени позволяет получить температуру, плотность и концентрации компонентов, которые, в свою очередь, используются в субмодели динамики потока (модели турбулентности). Существует несколько важных вариантов того, как субмодель микроламинарного пламени объединяется с моделью турбулентности.

Для предложенной субмодели микроламинарного пламени требуется модель для описания переноса и изменения во времени переменной s . Простейшей из таких моделей является модель разрушения вихря. Она иллюстрирует, каким образом любая модель микроламинарного пламени объединяется с моделью турбулентности. Модель разрушения вихрей определяет скорость образования продукта ($\bar{\omega}_c$) в терминах частоты турбулентности (которая обратно пропорциональна времени обращения вихря) и интенсивности флуктуации продукта $c'_{скв}$. Интегрирование соотношения

$$\bar{\omega}_c = - \frac{\bar{\rho} \times U_c}{M} c'_{скв} \frac{\tilde{\epsilon}}{\bar{k}} \quad (5.84)$$

даёт среднее значение s , из которого вычисляется значение плотности ρ по модели микроламинарного пламени:

$$c = \frac{\rho - \rho_u}{\rho_b - \rho_u}, \quad (5.85)$$

где индекс b обозначает сгоревший газ, а индекс u — несгоревший газ. Эта плотность требуется для модели турбулентности.

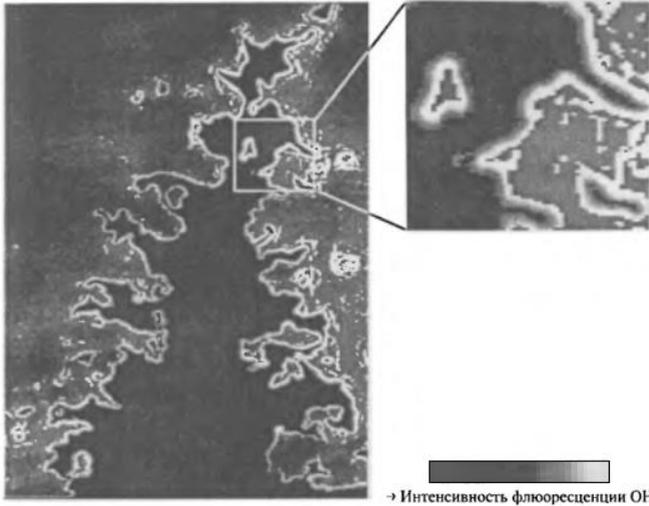


Рисунок 5.23 – Концентрация радикалов OH, измеренная методом лазерной ЛИФ-спектроскопии в узком плоском пучке в турбулентном струйном пламени предварительно перемешанной смеси природного газа и воздуха, стабилизированном у выпускного отверстия диаметром 3 см, тёмная внутренняя область соответствует поступающей несгоревшей турбулентной смеси ($\Phi = 0,8$; $R_1 = 857$; $Ka = 0,07$)

Описанная модель правильно воспроизводит такое свойство, как равенство нулю скорости реакции в областях реагентов и продуктов реакции, но, переоценивает скорости реакций, особенно когда скорость ламинарного пламени равна нулю и скорость реакции должна быть равна нулю. Хотя модель предсказывает средние скорости расходования горючего, она не даёт никакой информации об образовании вредных, загрязняющих окружающую среду соединений, что все в большей степени требуется от модели. Поэтому впоследствии был создан ряд несколько значительно улучшенных субмоделей микроламинарных пламен.

5.19 Скорость распространения турбулентного пламени

По аналогии с ламинарными пламенами распространение турбулентного пламени предварительно перемешанной смеси обычно характеризуется скоростью распространения турбулентного пламени v_T . Дамкёлер создал модель для этой скорости, предположив, что турбулентное пламя является сильно искривлённым ламинарным пламенем. Используя соотношение

$$\rho_u v_T A_T = \rho_u v_{лам} A_{лам}, \quad (5.86)$$

где $A_{лам}$ – обозначает полную площадь фронтов искривлённого ламинарного пламени;

A_T – площадь поверхности усреднённого фронта турбулентного пламени;

$v_{лам}$ – скорость ламинарного пламени,

Получаем основное соотношение для скорости распространения турбулентного пламени (рисунок 5.24):

$$v_T = \frac{v_{лам} A_{лам}}{A_T}. \quad (5.87)$$

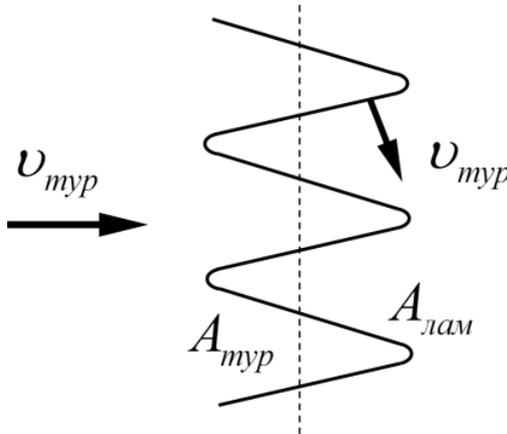


Рисунок 5.24 – Схема распространения фронта пламени предварительно перемешанной смеси в турбулентную смесь

Отношение величин v_T и $v_{лам}$ задаётся отношением между площадью ламинарного и усредненного турбулентного пламен. Дамкелер использовал формулу

$$\frac{A_{лам}}{A_T} = 1 + \frac{v'}{v_{лам}}, \quad (5.88)$$

где v' обозначает среднеквадратичную флуктуацию скорости. Окончательно получим

$$v_T = v_{лам} + v' = v_{лам} \left(1 + \frac{v'}{v_{лам}} \right). \quad (5.89)$$

Как и модель разрушения вихрей, эта модель демонстрирует правильную тенденцию до тех пор, пока интенсивность турбулентности не столь высока, чтобы наблюдалось погасание пламени. Фактом, подтверждаемым результатами экспериментов в турбулентных пламенах предварительно перемешанной смеси, является то, что уравнение (5.89) не зависит существенно от масштаба длины турбулентности (например, от интегрального масштаба длины l_0). Это демонстрирует картина, представленная на рисунке 5.25.

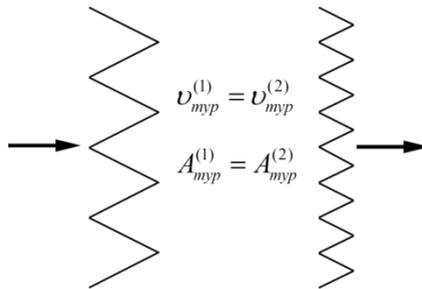


Рисунок 5.25 – Схема двух фронтов тонких пламен с различными масштабами длины, но с одинаковой площадью

Хотя оба фронта пламени имеют различные масштабы длины, полная площадь поверхности фронтов ламинарных пламен и таким образом скорость распространения турбулентного пламени одинаковы.

Основной недостаток модели проявляется, когда предварительно перемешанная смесь либо слишком бедная, либо слишком богатая для распространения пламени, например, за пределами воспламенения. В этом случае значение $v_{\text{лам}}$ равно нулю и пламя отсутствует, однако модель все еще предсказывает равенство величин v_T и v' .

5.20 Турбулентные пламена предварительно не перемешанной смеси

Широкое использование горения предварительно не перемешанных смесей на практике является основной причиной разработки многочисленных подходов к численному моделированию этого режима горения. Эти пламена исторически называются диффузионными, поскольку их возникновение связано с диффузией горючего и воздуха в зону горения. Но скорость распространения пламени предварительно перемешанной смеси определяется процессами диффузии вдоль градиента концентраций, который поддерживается химическими реакциями. Поскольку диффузия важна для обоих типов турбулентных пламен, лучше подразделять их, называя пламенами предварительно перемешанной и предварительно не перемешанной смеси.

5.20.1 Пламена предварительно не перемешанной смеси с равновесной химией

Полезным для описания природы пламен предварительно не перемешанной смеси является предположение о том, что химические реакции очень быстро приводят реагирующую смесь к равновесию, практически в течение смешения горючего и окислителя. Тогда в рамках этого предположения остается только рассчитать процесс перемешивания горючего с окислителем. Однако предсказание процесса турбулентного перемешивания в изотермических не реагирующих турбулентных струях является труднорешаемой задачей. Её также усложняют дополнительные проблемы, связанные с переменной плотностью и объемным расширением из-за тепловыделения при горении. Проблему перемешивания можно существенно упростить, если предположить, что коэффициенты

диффузии всех скалярных компонентов равны. Тогда все компоненты смешиваются аналогично и можно сосредоточить внимание на одной переменной. Так как молекулы расходятся в химических реакциях, удобнее следить за перемешиванием элементов, которые в химических реакциях не изменяются. Для этого создадим скалярную величину, называемую переменной смешения ζ , используя соотношение:

$$\zeta = \frac{Z_i - Z_{i2}}{Z_{i1} - Z_{i2}} . \quad (5.90)$$

Вычисляя ζ , можно найти степень перемешивания всех компонентов. Например, струйное пламя в воздухе можно рассматривать как задачу с двумя потоками с массовыми долями элементов Z_{i1} и Z_{i2} в них. (Величина ζ не зависит от выбора элемента i ($i = 1, \dots, M$), но линейно зависит от массовых долей ω_j в силу соотношений (5.90) и $Z_i = \sum \mu_{ij} \omega_j$.) В потоке 1 необходимо принять граничное условие $\zeta = 1$, а в потоке 2 — граничное условие $\zeta = 0$. По мере перемешивания ζ принимает какое-либо значение, попадающее между 0 и 1 (рисунок 5.26).

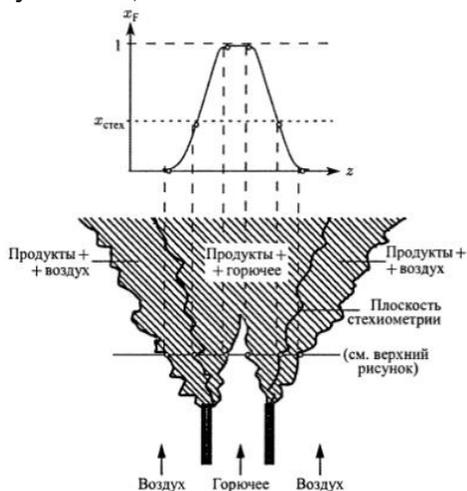


Рисунок 5.26 – Схематическое изображение моментальной фотографии турбулентного струйного пламени предварительно не перемешанной смеси

В любой точке потока ξ можно рассматривать как массовую долю вещества, пришедшего из потока 1, а $1 - \xi$ – как массовую долю вещества, пришедшего из потока 2.

Уравнение сохранения для переменной смешения ξ записывается в виде:

$$\frac{\partial(\rho\xi)}{\partial t} + \text{div}(\rho v\xi) - \text{div}(\rho D \times \text{grad}\xi) = 0. \quad (5.91)$$

Следует отметить, что для величины ξ нет членов-источников или стоков и она сохраняется во время химической реакции. Поэтому её часто называют сохраняющимся скаляром. Если далее предположить, что энергия передаётся с одинаковой скоростью для всех компонентов, т.е. число Льюиса $Le = \frac{\lambda}{D\rho C_p} = 1$, и теплопроводность

отсутствует, то поле энтальпии и поле температуры также могут быть описаны при помощи величины ξ (здесь кинетическая энергия потока считается пренебрежимо малой и, следовательно, давление постоянно):

$$\xi = \frac{h - h_2}{h_1 - h_2}. \quad (5.92)$$

Таким образом, предполагая: а) равновесную («быструю») химию, б) равные коэффициенты диффузии компонентов и $Le = 1$, в) отсутствие потерь тепла, получим, что все скалярные переменные (температура, массовые доли и плотность) являются известными функциями только переменной смешения. Известная функция представляет равновесный состав. Теперь проблема турбулентного пламени предварительно не перемешанной смеси сводится к слежению за поведением величины ξ . Это может быть сделано самыми разнообразными методами, включая метод прямого численного моделирования, метод моделирования крупных вихрей, интегральный метод Лагранжа, а также довольно часто при помощи описания на языке функции плотности вероятности.

Среднее по времени величины ξ можно получить после усреднения по времени, используя (весьма неоднозначное) предположение о градиентном переносе с коэффициентом турбулентного переноса $\nu_{\text{тур}}$:

$$\operatorname{div}(\bar{\rho}v\tilde{\xi}) - \operatorname{div}(\bar{\rho}v_{\text{выр}}\tilde{\xi}) = 0. \quad (5.93)$$

Если известна функция плотности вероятности для переменной смещения (соотношения компонентов в смеси), можно вычислить средние значения скалярных величин. Таким путём можно решить систему усреднённых уравнений сохранения. В идеале функция плотности вероятности должна вычисляться из её собственной системы уравнений сохранения и соответствующих граничных условий. Можно добиться значительного упрощения ситуации, если навязать функции плотности вероятности определённую характерную форму, например, рассматривать функцию плотности вероятности, описываемую двумя параметрами, такими как среднее значение и дисперсия величины ξ (например, функцией Гаусса или β -функцией. Тогда вместо уравнения сохранения для функции плотности вероятности будет необходимо только уравнение сохранения для среднего значения и дисперсии величины ξ .

Уравнение для дисперсии Фавра:

$$\tilde{\xi}^{\prime 2} = \frac{\overline{\rho\xi^{\prime 2}}}{\rho}, \quad (5.94)$$

можно получить из уравнения (5.93), умножая его на ξ и проводя последующее усреднение Фавра. Тогда получим:

$$\operatorname{div}(\bar{\rho}v\tilde{\xi}^{\prime 2}) - \operatorname{div}(\bar{\rho}v_{\text{выр}}\tilde{\xi}^{\prime 2}) = 2\bar{\rho}v_{\text{выр}}\operatorname{grad}^2\tilde{\xi} - \overline{2\rho D \times \operatorname{grad}^2\xi^{\prime 2}}, \quad (5.95)$$

где $\operatorname{grad}^2\xi$ обозначает квадрат модуля градиента. Последний член в этом уравнении называется скоростью скалярной диссипации χ . Это скорость диссипации скалярных флуктуации, названная так по аналогии с вязкой диссипацией флуктуации скорости потока. Член χ необходимо моделировать с использованием «известных» переменных, например, в рамках предположения о градиентном переносе:

$$\tilde{\chi} = \frac{\overline{2\rho D \times \text{grad}^2 \xi}}{\rho} \approx 2D \times \text{grad}^2 \bar{\xi}. \quad (5.96)$$

Функция плотности вероятности $P(\xi; r)$ может быть построена при помощи переменных $\tilde{\xi}$ и $\tilde{\xi}^{\prime 2}$ (например, в виде β -функции). После этого можно вычислить все средние значения, так как теперь ρ , ω_i и T – известные функции (благодаря предположению о равновесии) переменной ξ :

$$\tilde{\omega}_i(r) = \int_0^1 \omega_i(\xi) \tilde{P}(\xi; r) d\xi; \quad (5.97)$$

$$\tilde{T}(r) = \int_0^1 T(\xi) \tilde{P}(\xi; r) d\xi; \quad (5.98)$$

$$\tilde{\omega}_i^{\prime 2}(r) = \int_0^1 [\omega_i(\xi) - \tilde{\omega}_i(r)]^2 \tilde{P}(\xi; r) d\xi; \quad (5.99)$$

$$\tilde{T}^{\prime 2}(r) = \int_0^1 [T(\xi) - \tilde{T}(r)]^2 \tilde{P}(\xi; r) d\xi. \quad (5.100)$$

Здесь \tilde{P} — функция плотности вероятности, усреднённая по методу Фавра, которая получается из обычной функции плотности вероятности путем интегрирования с использованием плотности в качестве весовой функции:

$$\tilde{P}(\xi; r) = \frac{1}{P} \int_0^\infty \rho P(\rho, \xi; r) d\rho. \quad (5.101)$$

Окончательная система уравнений включает уравнения сохранения для полей плотности и скорости (например, с использованием дополнительных уравнений (k - ε -модели), а также уравнения сохранения для величин ξ и $\xi^{\prime 2}$ переменной смещения ξ . Для ξ и $\xi^{\prime 2}$ можно построить функцию $P(\xi)$. Благодаря однозначной связи между ξ и всеми скалярными величинами (например, соотношения для равновесного состава реагирующей смеси) можно

рассчитать статистическое поведение любой скалярной величины. Эта система уравнений позволяет исследовать длину пламени и пространственные изменения основных параметров, таких как температура и концентрации горючего, кислорода и воды.

Однако из-за предположения о быстрой химии такое пламя никогда не потухнет. Кроме того, в рамках рассматриваемого подхода нельзя предсказать образование сажи, а образование окислов азота, являющихся важным загрязняющим агентом, предсказывается неправильно. Вместе с тем этими весьма важными аспектами пламен желательно уметь управлять.

Далее нами будут рассмотрены различные улучшения модели, которые учитывают следствия конечности скоростей химических реакций в противоположность неограниченно высоким скоростям (например, в случае равновесной химии).

5.20.2 Химические процессы, протекающие с конечной скоростью в предварительно не перемешанной смеси

Если не использовать предположение о быстрой химии, то дополнительно к уравнениям сохранения полной массы, энергии и импульса для каждого компонента необходимо уравнение сохранения с химическим членом-источником $M_i \omega_i$:

$$\frac{\partial(\rho \omega_i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v \omega_i) + \operatorname{div}(\rho D \times \operatorname{grad} \omega_i) = M_i \omega_i, \quad i = 1, \dots, S, \quad (5.102)$$

где член-источник представляет собой сумму по всем химическим реакциям, в которых участвует компонент i . Скорости этих химических реакций зависят и от других компонентов, и, что особенно важно, они имеют нелинейную зависимость как от концентрации компонентов, так и от температуры. Кроме того, непонятно, как проводить усреднение уравнения (5.102) по времени.

В принципе, если известна функция плотности вероятности для массовых долей компонентов ω_i , эти уравнения можно усреднить и решить. Однако это быстро приведёт к ситуации, когда возможности вычислительной техники окажутся недостаточными для решения такой задачи.

При увеличении скорости перемешивания сначала один химический процесс отклонится от химического равновесия. Дальнейшее увеличение скорости перемешивания приведет к отклонению другого химического процесса от равновесия. Один за другим химические процессы будут отклоняться от равновесия до тех пор, пока все основные реакции, выделяющие энергию, еще способны конкурировать со скоростью перемешивания. При дальнейшем увеличении скорости перемешивания уже температура начнет отклоняться от равновесной.

Пример этого процесса показан на рисунке 5.27. Здесь демонстрируется умеренное отклонение температуры от температуры химического равновесия. Левый и правый графики получены в одном и том же пламени за исключением того, что скорость струи водорода возросла в три раза при переходе от левого рисунка к правому.

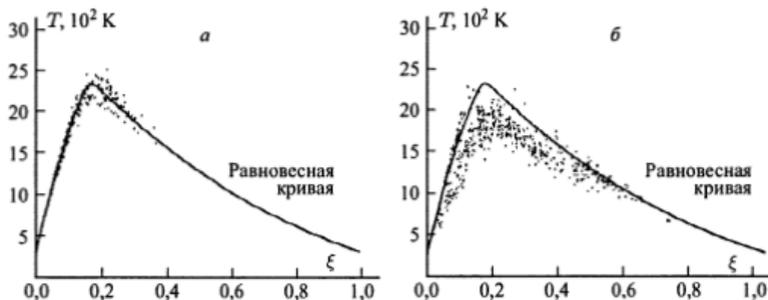


Рисунок 5.27 – Графики лазерного комбинационного рассеяния при одновременном измерении переменной смещения и температуры в водородном турбулентном струйном пламени предварительно не перемешанной смеси; скорость струи возрастает в три раза при переходе от рисунка а к б

Используемая для получения представленных данных лазерная техника позволяет одновременно измерять соотношение компонентов смеси и температуру. Каждая точка на графике соответствует лазерному импульсу с интервалом в одну микросекунду. Как можно видеть, измерения группируются вокруг линии, соответствующей равновесию. На правом рисунке падение температуры показывает, что скорость перемешивания (соответствующая движению вдоль оси абсцисс справа налево)

конкурирует со скоростью тепловыделения в химических реакциях (которая соответствует движению вдоль оси ординат). Измерения явно ложатся ниже линии, соответствующей равновесию. Дальнейшее увеличение скорости струи приводит к внезапному общему погасанию пламени.

Другое поведение показано на рисунке 5.28. Эти графики переменной смещения и температуры свидетельствуют о локальном погасании пламени внутри основного пламени. На рисунке 5.28, а показано метановое пламя при низких скоростях перемешивания. На рисунке 5.28, б приведены результаты для такого же пламени, но для другой точки над срезом горелки, где воздух быстро перемешивается с углеводородным горючим. Локальное погасание пламени проявляется в том, что многие точки ложатся далеко от линии, соответствующей равновесию. Дальнейшее увеличение скорости струи приводит к погасанию пламени.

Первый уровень уточнения данной равновесной модели заключается в вычислении скорости только первого неравновесного процесса; остальные (более быстрые) процессы находятся в равновесии. При увеличении скорости перемешивания этот процесс будет и дальше отклоняться от равновесия. Тогда необходим параметр, характеризующий это отклонение.



Рисунок 5.28 – Графики одновременных измерений при помощи лазерного комбинационного рассеяния переменной смещения и температуры в турбулентном струйном метановом пламени предварительно не перемешанной смеси для различных расстояний над срезом горелки: а) $x/D = 10$; б) $x/D = 20$; масштаб вдоль оси ξ изменён

Скорость перемешивания характеризуется скоростью скалярной диссипации

$$\chi = 2D(\text{grad}\xi)^2, \quad (5.103)$$

которая связана со скоростью деформации a следующим соотношением:

$$a = 2\pi D \left[\frac{\text{grad}\xi \times \text{grad}\xi}{(\xi^+ - \xi^-)^2} \right] \exp 2 \left\{ \text{erf}^{-1} \left[\frac{\xi - (1/2)(\xi^+ - \xi^-)}{(1/2)(\xi^+ - \xi^-)} \right] \right\}^2 \quad (5.104)$$

в локально двумерном потоке. Это уравнение правильно отражает тот факт, что при любой скорости деформации a скалярная диссипация может быть высокой или низкой в зависимости от того, велика или мала разница между максимальным ξ^+ и минимальным ξ^- значениями (рисунок 5.29).

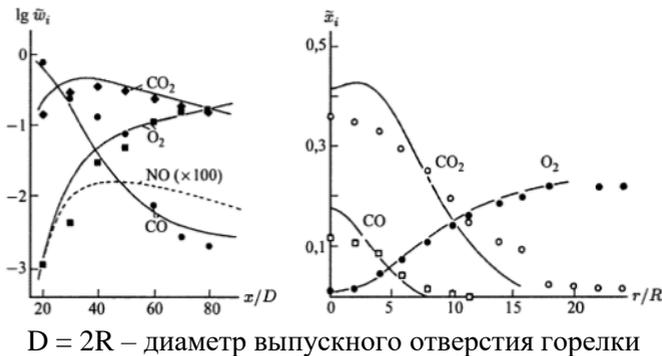


Рисунок 5.29 – Расчётные и экспериментально измеренные профили концентраций в турбулентном струйном диффузионном пламени CO-воздух: радиальные (слева) и аксиальные (справа) профили концентраций

Таким образом, естественно использовать скорость скалярной диссипации как параметр, описывающий отклонение от химического равновесия. Соответственно, чтобы улучшить равновесную модель турбулентного пламени, можно использовать это однозначное соотношение вместо равновесных соотношений. Последнее

равноценно предположению о том, что турбулентное пламя предварительно не перемешанной смеси представляет собой ансамбль элементарных очагов ламинарных пламен предварительно не перемешанной смеси, каждое с одинаковой скоростью скалярной диссипации χ . Эта модель гораздо более совершенна. Она может предсказывать неравновесные концентрации CO, NO и других вредных выбросов.

Модель можно ещё более улучшить, если допустить, что ансамбль очагов ламинарного пламени имеет распределение скоростей скалярной диссипации как следствие пространственного и временного распределений скоростей пламени, обусловленных вращением вихрей.

Для заданной скорости скалярной диссипации χ концентрация компонентов в любой точке очага ламинарного пламени является однозначной функцией ξ :

$$\omega_i = \omega_i^{(F)}(\xi); \tag{5.105}$$

$$\frac{\partial \omega_i}{\partial t} = \frac{\partial \omega_i^{(F)}}{\partial \xi} \frac{\partial \xi}{\partial t}; \tag{5.106}$$

$$\text{grad} \omega_i = \frac{\partial \omega_i^{(F)}}{\partial \xi} \text{grad} \xi. \tag{5.107}$$

Подстановка в уравнение сохранения для ω_i даёт (только если принять сделанные выше предположения) следующее уравнение:

$$\frac{\partial \omega_i^{(F)}}{\partial \xi} \left[\frac{\partial(\rho \xi)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \xi) - \text{div}(\rho D \times \text{grad} \xi) \right] - \rho D (\text{grad} \xi)^2 \frac{\partial^2 \omega_i^{(F)}}{\partial \xi^2} = M_i \omega_i. \tag{5.108}$$

Согласно (13.4) член в квадратных скобках исчезает, и мы получаем уравнение для очага ламинарного пламени:

$$-\rho D \times \text{grad}^2 \xi \frac{\partial^2 \omega_i^{(F)}}{\partial \xi^2} = M_i \omega_i. \tag{5.109}$$

Усреднение Фавра приводит к усреднённой скорости реакции:

$$\overline{M_i \omega_i} = -\frac{1}{2} \rho \int_0^1 \int_0^\infty \chi \frac{\partial^2 \omega_i^{(F)}}{\partial \xi^2} \tilde{P}(\chi, \xi) d\chi d\xi, \quad (5.110)$$

где $\chi = 2D(\text{grad}\xi)^2$ представляет собой скорость скалярной диссипации как меру скорости перемешивания.

Зависимость массовых долей ω_i , от соотношения компонентов смеси (переменной смешения), которая должна быть известна для того, чтобы вычислить член

$$\frac{\partial^2 \omega_i^{(F)}}{\partial \xi^2}, \quad (5.111)$$

обычно определяется из моделирования ламинарных пламен предварительно не перемешанной смеси или из эксперимента. Используя (5.111) систему уравнений (5.105-5.108) можно решить, если известна функция плотности вероятности $P(\chi, \xi)$.

Предположив, что величины χ и ξ статистически независимы, можно использовать процедуру факторизации (разложения на множители):

$$\tilde{P}(\chi, \xi) = \tilde{P}_1(\chi) \times \tilde{P}_2(\xi). \quad (5.112)$$

Следуя идее Колмогорова, для представления $P_1(\chi)$ используется логнормальное распределение, в то время как для представления $P_2(\chi)$ используется β -функция.

Описываемый метод для решения всех усреднённых уравнений сохранения для компонентов требует очень больших затрат времени на вычисления. Однако, согласно сделанным выше предположениям, массовые доли, температура и плотность являются однозначными функциями соотношения компонентов смеси (переменной смешения) и скорости скалярной диссипации χ . Таким образом, можно вычислить плотность, массовые доли и температуру, используя функцию плотности вероятности для χ и ξ :

$$\bar{\rho}(r) = \int_0^1 \int_0^\infty \rho^{(F)}(\chi, \xi) P(\chi, \xi; r) d\chi d\xi, \quad (5.113)$$

$$\tilde{\omega}_i(r) = \int_0^1 \int_0^\infty \omega_i^{(F)}(\chi, \xi) \tilde{P}(\chi, \xi; r) d\chi d\xi, \quad (5.114)$$

$$\tilde{T}(r) = \int_0^1 \int_0^\infty T^{(F)}(\chi, \xi) P(\chi, \xi; r) d\chi d\xi, \quad (5.115)$$

$$\tilde{\omega}_i^{*2}(r) = \int_0^1 \int_0^\infty [\omega_i^{(F)}(\chi, \xi) - \tilde{\omega}_i^{(F)}(r)]^2 \times P(\chi, \xi; r) d\chi d\xi; \quad (5.116)$$

$$\tilde{T}_i^{*2}(r) = \int_0^1 \int_0^\infty [T^{(F)}(\chi, \xi) - \tilde{T}^{(F)}(r)]^2 \times P(\chi, \xi; r) d\chi d\xi. \quad (5.117)$$

Здесь $P(\chi, \xi)$ – снова усреднённая по методу Фавра функция плотности вероятности:

$$\tilde{P}(\chi, \xi; r) = \frac{1}{\rho} \int_0^\infty \rho^{(F)} P(\rho^{(F)}, \chi, \xi; r) d\rho^{(F)}. \quad (5.118)$$

Предположив в качестве первого приближения, что плотность зависит только от соотношения компонентов смеси ξ (переменной смешения), получим следующее соотношение между обычной и усреднённой по методу Фавра функциями плотности вероятности:

$$\tilde{P}(\chi, \xi; r) = \frac{\rho^{(F)} \xi}{\rho(r)} P(\chi, \xi; r). \quad (5.119)$$

Необходимым условием решения задачи является знание зависимостей $\rho^{(F)} = \rho^{(F)}(\chi, \xi)$, $\omega_i^{(F)} = \omega_i^{(F)}(\chi, \xi)$, $T^{(F)} = T^{(F)}(\chi, \xi)$ из моделирования фронтов ламинарных пламен предварительно не перемешанной смеси. Таким образом, для различных скоростей диссипации χ необходимы библиотеки структур пламени $\rho^{(F)} = \rho^{(F)}(\xi)$, $\omega_i^{(F)} = \omega_i^{(F)}(\xi)$, $T^{(F)} = T^{(F)}(\xi)$. Вычисление таких библиотек для сотен различных структур ламинарного пламени (например, для различных давлений и температур несгоревшего газа) требует очень много времени, но эти расчеты необходимо провести

лишь один раз. Затем вычисление средних значений осуществляется достаточно просто.

Описанная выше модель даёт достаточно хорошие результаты при относительно небольших затратах, если выполняется предположение о том, что турбулентное пламя можно представить как суперпозицию очагов ламинарного пламени (концепция микроламинарных пламен).

5.21 Процессы распыливания, испарения и горения капель жидкого топлива

Во многих технических устройствах, и в камерах сгорания авиационных ГТД в частности, происходит сжигание жидкого углеводородного топлива, которое имеет свои отличия от сжигания газообразных топлив. Главная проблема полного сжигания газов заключается в обеспечении полного и равномерного смешения топливного газа с воздухом. Горение жидкого топлива происходит в паровой фазе, поэтому его вначале необходимо распылить, раздробив на капли, полученные капли испарить, и лишь потом реализовать процесс горения.

Для распыливания в газотурбинной технике широко используются топливные форсунки, конструктивное исполнение и принцип работы которых описаны в главе по конструкции камер сгорания. Процесс распыливания происходит следующим образом. Топливо подаётся форсункой в сильно закрученный и нагретый за компрессором воздух. За счёт этого на некотором удалении от форсунки топливо распадается на отдельные капли, количество которых достигает нескольких миллионов, а размер может колебаться в широких пределах-от 5 до 150 мкм, образуя факел распыленного топлива. Качество распыливания топлива характеризуется числом и размером капель топлива, дальностью и углом конуса факела. Распыливанием достигается большая удельная поверхность испарения, а затем и горения.

Полученные капли топлива испаряются, двигаясь в потоке воздуха. Исследование процесса испарения движущихся капель представляет собой сложную задачу, так как в нём одновременно происходит изменение диаметра капель, их скорости и температуры,

упругости насыщенных паров, коэффициента теплопередачи, разности температуры между точками капли и между каплей и окружающей её средой. Поэтому определить зависимость между скоростью испарения капли, её начальной температурой и параметрами окружающего потока в виде замкнутой системы уравнений, а тем более найти её решение в виде функции до настоящего времени никому не удалось. В настоящее время для решения этой проблемы используется численное моделирование. Скорость испарения капли зависит от скорости диффузии паров топлива, образующихся на её поверхности в окружающую среду и от скорости теплопередачи от окружающей среды к капле (рисунок 5.30).

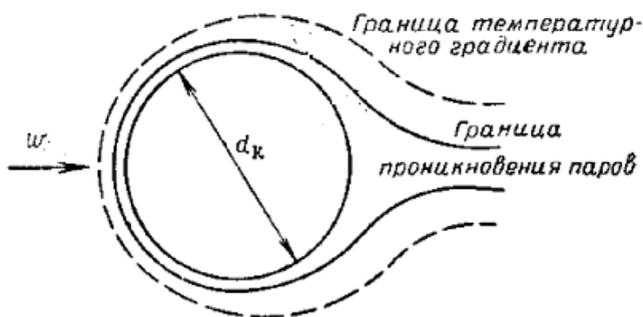


Рисунок 5.30 – Схема испарения капли (W -скорость удаления паров)

Скорость испарения и последующее смесеобразования в двигателе в значительной мере зависят от степени турбулизации воздуха. Поэтому при входе в камеру сгорания в потоке первичного воздуха создаётся винтовое движение газов и их завихрение. Для повышения температуры воздуха непосредственно вблизи форсунки в зоне образования горючей смеси и увеличения интенсивности процессов тепломассообмена в период испарения и смесеобразования создаются обратные токи горячих газов по направлению к форсунке. Они способствуют лучшему перемешиванию топлива с воздухом, повышают скорость нагрева и полноту сгорания смеси. Процесс испарения капли в ГТД нестационарен, а распределение температуры в капле в течение значительной части времени её существования – неоднородно. При этом разность температур поверхностного слоя и

центра капли тем выше, чем больше плотность и уровень испаряемости топлив. На скорость испарения капли в нестационарном процессе оказывают большое влияние молекулярная масса вещества, коэффициенты теплопроводности топлива и диффузии образовавшихся паров.

В высокотемпературной среде капля жидкого топлива окружена его парами и сферическая зона горения устанавливается вокруг внешней поверхности капли. Скорость химической реакции смеси паров жидкого топлива с окислителем достаточно велика, поэтому толщина зоны горения по отношению к диаметру зоны горения незначительна. Толщина паровой зоны вокруг капли топлива определяется температурой в зоне горения, параметрами испарения топлива. Чем выше температура горения и чем ниже температура кипения топлива и теплота его испарения, тем больше толщина паровой зоны.

В стационарном процессе скорость горения жидкого топлива в случае, когда оно выгорает в зоне вокруг капли, зависит от скорости его испарения. В пространстве между зоной горения и каплей находятся пары топлива и некоторая часть продиффундировавших туда продуктов сгорания, а вне зоны горения — окислитель и продукты сгорания (рисунок 5.31).

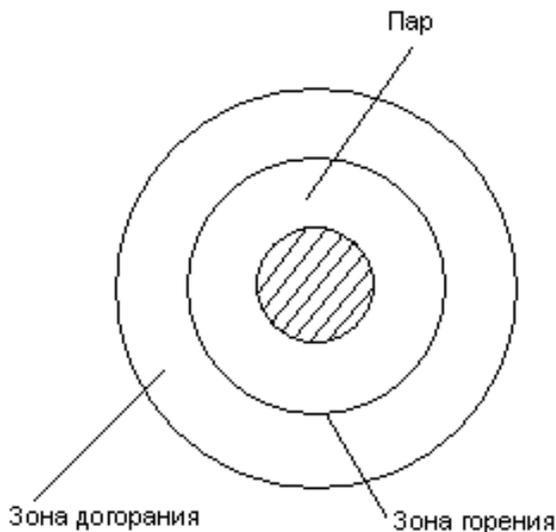


Рисунок 5.31 – Схема горения капли

В зону горения из объёма капли диффундируют пары топлива, а с внешней стороны – окислитель (кислород воздуха). В результате реакции с выделением теплоты образуются продукты сгорания, которые отводятся в окружающее каплю пространство

Теплота, необходимая для испарения топлива, передаётся поверхности капли из зоны горения в основном излучением и частично диффузией внутрь паровой оболочки продуктов сгорания. Время горения капли жидкого топлива в диффузионном режиме может быть рассчитано на основании теплового баланса её испарения;

$$\tau = \rho \left[(T_K - T_0) c_T + \lambda_{II} \right] r_0 / q_1, \quad (5.120)$$

где ρ , – плотность, кг/м³;

c_T – средняя теплоёмкость кДж/(кгК);

λ_{II} – теплота испарения жидкого топлива, кДж/кг;

T_0 и T_K – температуры, начальная и кипения жидкого топлива, К;

r_0 – начальный радиус капли, м;

q_1 – интенсивность излучения пламени на поверхность капли, кДж/(м²с).

Любое жидкое топливо, полученное из нефти путём её разделения по температурам кипения отдельных фракций, содержит ряд индивидуальных углеводородов со своей температурой кипения. Поэтому процесс горения капель такого топлива протекает сложнее и в инженерных расчётах время выгорания капли топлива рассчитывают, используя соотношение, вытекающее из линейной зависимости квадрата диаметра капли топлива от времени τ его испарения (закон Срезневского):

$$\tau = (d_0^2 - d^2) / K, \quad (5.121)$$

где d_0^2 и d^2 – начальный и текущий диаметры капли топлива, мм;

K – опытный коэффициент, зависящий от температуры среды, концентрации кислорода и режима обтекания капли газовым потоком, мм²/с.

При малых размерах капель и высоких скоростях обтекания возможны режимы, при которых пары топлива выносятся в потоке

газов и сгорают там по законам газовых смесей. Мелкие капли топлива быстро испаряются и создают газоздушную смесь, которая, воспламеняясь, образует горящий факел. Область распространения факела можно условно разделить на следующие зоны: распыления топлива, его испарения и образования газоздушной смеси, воспламенения и горения этой смеси. Как по сечению топливно-воздушной струи, так и по её длине в процессе горения непрерывно изменяются температура и концентрация топлива и окислителя. При этом возможно образование локальных зон, в которых концентрация топлива будет выше теоретически необходимой. Не допустить образования таких зон – значит обеспечить высокую полноту выгорания жидкого топлива.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой теория горения как наука?
2. Какие термодинамические свойства рабочих тел вам известны?
3. Чем характеризуется состав топливовоздушной смеси?
4. Какие реакции называются глобальными?
5. Какие реакции являются элементарными?
6. В чём суть принципа Ле-Шателье-Брауна?
7. От чего зависит скорость химической реакции?
8. Реакции образования каких загрязняющих веществ вам известны?

ГЛАВА 6 КОНСТРУКЦИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ

6.1 Основные элементы камер сгорания

Камеры сгорания ГТД обладают большим многообразием форм, поскольку в них могут быть реализованы различные способы подготовки топливовоздушной смеси, организации процесса горения, охлаждения стенок и формирования однородного поля температур на выходе. Несмотря на это, благодаря общим подходам, выработанным на основе существующих знаний в области рабочего процесса этих устройств обобщённую конструктивную схему камеры сгорания можно представить следующим образом (рисунок 6.1)

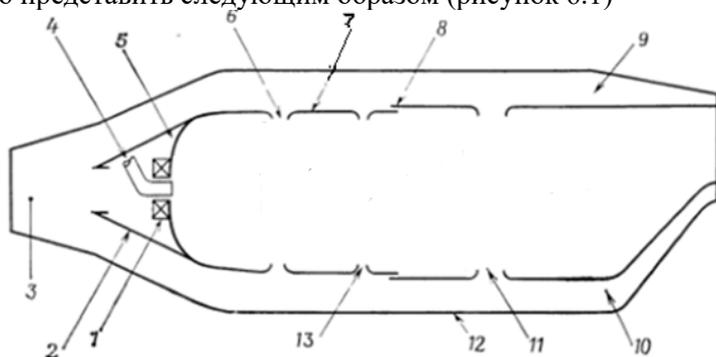


Рисунок 6.1 – Схема КС ГТД и её основные элементы: 1 – воздушный завихритель; 2 – воздухозаборник; 3 – диффузор; 4 – топливная форсунка; 5 – головка (фронтальное устройство); 6 – отверстия первичной зоны; 7 – жаровая труба; 8 – щель для охлаждающей завесы; 9 – внешний кольцевой канал; 10 – внутренний кольцевой канал; 11 – отверстия зоны разбавления; 12 – корпус; 13 – отверстия промежуточной зоны

На входе в камеру сгорания установлен диффузор, являющийся одним из её основных элементов. Его основная задача – снижение скорости потока за компрессором и таким образом уменьшение потерь давления, которые при скоростях 140 – 160 м/с могут достигать 25 % от величины повышения давления в компрессоре. Далее воздушный поток, снизив свою скорость примерно в 3 – 5 раз, делится на две части – одна через фронтальное устройство попадает сразу внутрь жаровой трубы, а другая устремляется в кольцевые

каналы между корпусом камеры и жаровой трубой, а затем - в жаровую трубу, через имеющиеся в ней отверстия. В жаровой трубе воздух распределяется по первичной и промежуточной зоне, а также зоне разбавления. В первичной зоне с помощью фронтального устройства формируется зона малых скоростей, где организуется процесс горения топлива, поступающего в камеру через форсунку.

Поэтому в общем случае конструкция любой камеры сгорания включает в себя такие основные элементы, как: корпус, диффузор, жаровая труба и топливная форсунка.

Корпус камеры сгорания является её внешней твёрдой оболочкой, позволяющей собирать воедино все основные элементы.

Диффузор – основной элемент камеры сгорания, предназначенный для снижения скорости на выходе из компрессора, преобразования скоростного напора в давление и формирования требуемого поля скоростей на входе в жаровую трубу.

Жаровая труба – основной элемент камеры сгорания в котором реализуется смешение топлива с воздухом, воспламенение и горение топливо-воздушной смеси и смешение продуктов сгорания со вторичным воздухом.

Топливная форсунка – основной элемент камеры сгорания, предназначенный для распыливания (для жидкого топлива с целью интенсификации процесса испарения образующихся капель), смешивание топлива с воздухом с целью подготовки топливо-воздушной смеси, формирование факела и распределение пламени.

6.2 Классификация камер сгорания

Классификацию камер сгорания можно проводить на основе различных признаков. Так, по конструктивному исполнению можно выделить следующие типы камер сгорания: трубчатая, трубчато-кольцевая и кольцевая (рисунок 6.2).

У трубчатой камеры сгорания каждая жаровая труба имеет свой корпус. Количество жаровых труб в различных конструкциях может изменяться от 6 до 20 и более. Жаровые трубы соединены пламяперепускными патрубками, служащими для распространения пламени в соседские трубы при запуске или при погасании отдельных труб. К достоинствам трубчатой камеры можно отнести: хорошую компоновку с центробежным компрессором,

относительную лёгкость экспериментальной доводки вследствие малых размеров отдельной трубы, обеспечение работоспособности и простота замены при повреждении. Недостатками трубчатых камер сгорания, приведшими к их постепенному вытеснению, являются: необходимость в специальных силовых элементах для обеспечения жёсткости между корпусами компрессора и турбины, – значительная неравномерность поля температур перед турбиной в окружном направлении. Трубчатые КС использовались в ранних конструкциях ГТД, таких, как: Rolls-Royce «Nene», General Electric J-47; Allison J-33, ВК-1 и др. Трубчатая камера сгорания в составе двигателя ВК-1 представлена на рисунках 6.3 и 6.4.

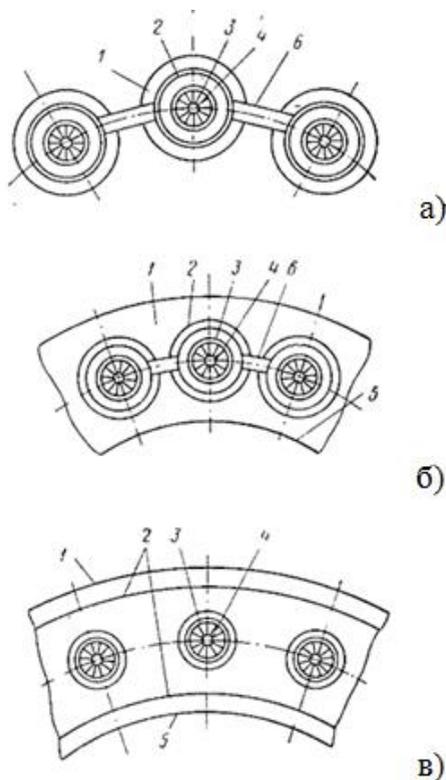


Рисунок 6.2 – Схемы трубчатой (а), трубчато-кольцевой (б) и кольцевой (в) камер сгорания: 1, 5 – корпус; 2 – жаровая труба; 3 – завихритель; 4 – форсунка; 6 – пламя-перепускной патрубков



Рисунок 6.3 – Расположение жаровых труб трубчатой камеры сгорания на двигателе ВК-1

У трубчато-кольцевых камер сгорания жаровые трубы равномерно располагаются в кольцевом канале общего корпуса вокруг вала двигателя (рисунок 6.5). Корпус включён в общую силовую схему двигателя. Такая камера сгорания имеет от 7 до 16 жаровых труб, как и у трубчатой камеры соединённых пламяперепускными патрубками. Газосборник камеры сгорания может быть выполнен в виде отдельных секций, составляющих отдельные в кольцевом направлении полости горения за жаровыми трубами, или в виде общего для всех жаровых труб патрубка. Трубчато-кольцевые камеры сгорания имеют такие ГТД, как: Роллс-Ройс «Спей», JT-8D, P-11Ф-300, P-15Б-300; Д-30; ПС-90 (рисунок 6.6) и др. Недостатком такой камеры сгорания является большая окружная неравномерность полных напоров и температур на выходе по сравнению с кольцевыми камерами сгорания, что приводит к появлению значительных нагрузок на лопатки турбины. Частично она решается в конструкции с общим для всех жаровых труб газосборником. По возможностям в достижении равномерного окружного распределения температуры на выходе, сложности доводки, удобству эксплуатации и ремонта трубчато-кольцевые камеры сгорания занимают промежуточное положение между трубчатыми и кольцевыми камерами сгорания.

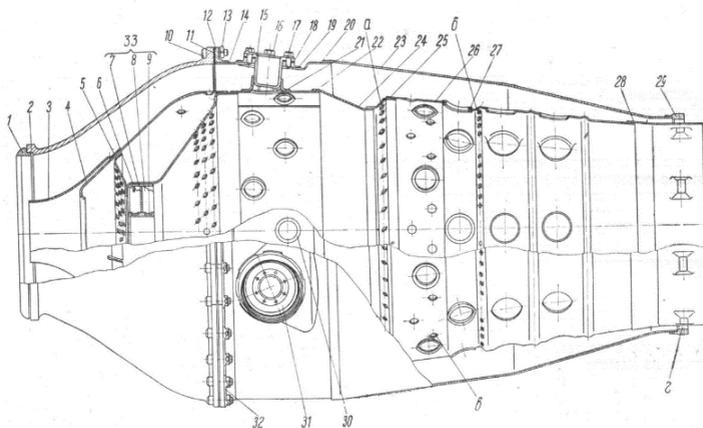


Рисунок 6.4 – Конструкция трубчатой камеры сгорания двигателя ВК-1:
 1 – Сферический вкладыш; 2 – горловина; 3 – входной конус; 4 – колпак;
 5 – перегородка; 6 – конус; 7 – кольцо завихрителя; 8 – лопатка завихрителя; 9 – втулка рабочей форсунки; 10 – болт; 11 – прокладка;
 12 – фланец кожуха; 13 – гайка; 14 и 20 – первая секция кожуха; 15 – стакан подвески; 16 – винт; 17 – шайба контровочная; 18 – прокладка; 19 – фланец стакана подвески; 21 – втулка подвески; 22 – первая секция жаровой трубы;
 23 – вторая секция кожуха; 24 – промежуточная секция; 25 – манжета;
 26 – вторая секция жаровой трубы; 27 – поршень; 28 – манжета второй секции жаровой трубы; 29 – кольцо уплотнения камеры сгорания;
 30 – поршень; 31 – соединительный патрубок; 32 – шайба контровочная двойная; 33 – завихритель; а, б и в – отверстия для вторичного воздуха; г – кольцевой зазор.



Рисунок 6.5 – Расположение жаровых труб в трубчато-кольцевой камере сгорания двигателя Р-11Ф-300

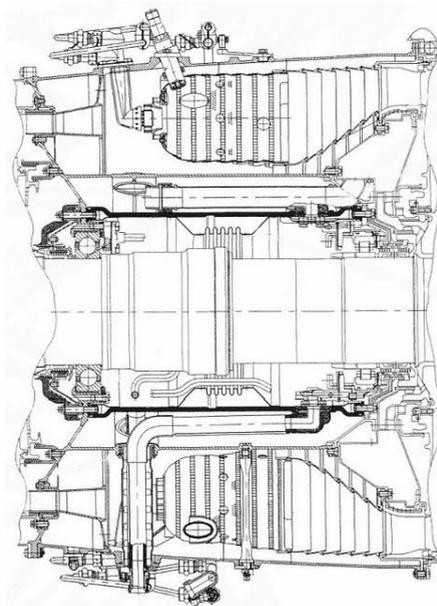


Рисунок 6.6 – Трубчато-кольцевая камера сгорания ПС-90

Компоновка в виде кольцевой камеры сгорания имеет одну жаровую трубу, расположенную между образующими кольцевой канал наружным и внутренним корпусами. Преимуществами кольцевых камер сгорания по отношению к трубчато-кольцевым являются; более высокие значениях объёмной теплонапряженности, получение равномерного поля температур на выходе при меньших потерях тепла, полного давления и длине камеры сгорания, меньшие масса, лучшие характеристики запуска (из-за быстрого распространения пламени по всему объёму); лучшие условия для обеспечения устойчивости процесса горения. Недостатки кольцевых камер сгорания заключаются в: трудности замены в эксплуатации; сложности производства и ремонта; малой жёсткости жаровой трубы. Кольцевые камеры сгорания применяются на двигателях НК-8, НК-144, НК-22, НК-25, НК-32 (рисунок 6.7).

По компоновке в составе ГТД камеры сгорания могут разделяться на индивидуальные и встроенные. К индивидуальным камерам сгорания относят трубчатые и выносные (отдельные). У выносных камер сгорания жаровая труба размещается на некотором удалении

от турбокомпрессора в отдельном силовом корпусе, расположенном параллельно или перпендикулярно (рисунок 6.8) оси ГТУ. Преимущества такой компоновки заключается в удобстве обслуживания и ремонта, качественном перемешивании продуктов сгорания перед турбиной за счёт длинных трубопроводов. К недостаткам выносных камер можно отнести: большие размеры и массу, потери полного давления, что является обратной стороной применения длинных газопроводов между камерой и турбиной.

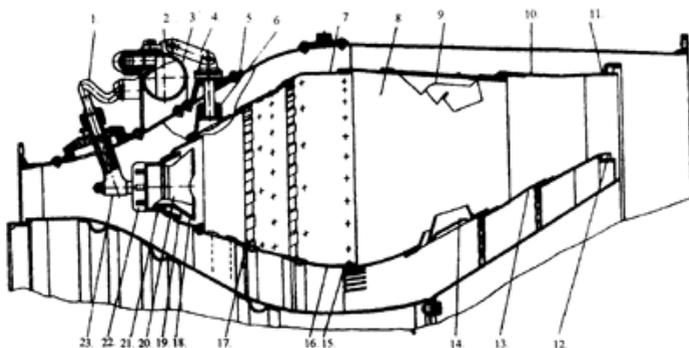
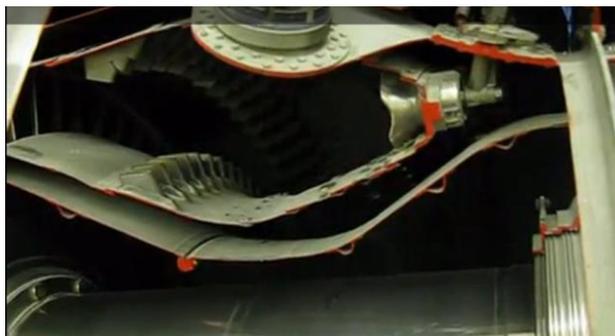


Рисунок 6.7 – Кольцевая камера сгорания НК-16СТ: 1 – трубопровод, 2 – кронштейн, 3 – топливный коллектор, 4 – тяга, 5 – фланец фиксатора, 6 – втулка фиксатора, 7 – наружное кольцо, 8 – камера сгорания, 9 – наружный карман, 10 – наружный кожух, 11 – наружное уплотнительное кольцо, 12 – внутреннее уплотнительное кольцо, 13 – внутренний кожух, 14 – внутренний карман, 15 – внутреннее кольцо, 16 – дистанционная пластинка, 17 – гофрированная лента, 18 – диффузор, 19 – кольцевая головка, 20 – горелка, 21 – завихритель, 22 – гайка, 23 – форсунка

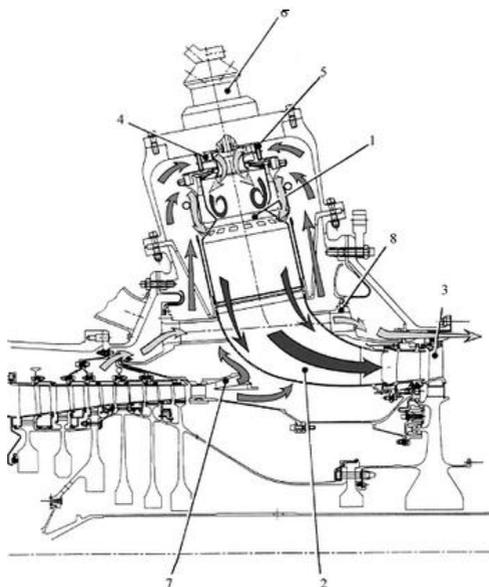


Рисунок 6.8 – Выносная камера сгорания: 1 – жаровая труба, 2 – газосборник, 3 – турбина, 4 – завихритель, 5 – форсунка, 6 – воспламенитель, 7 – диффузор, 8 – воздушный канал

Встроенные камеры сгорания имеют общий корпус с ГТД или ГТУ. К ним относятся трубчато-кольцевые и кольцевые камеры сгорания.

По роду сжигаемого топлива: камеры сгорания для сжигания только жидкого или только газообразного топлива, а также комбинированные для сжигания как жидкого, так и газообразного топлива.

По направлению потоков воздуха и продуктов сгорания: прямоточные, в которых воздух и газ движутся в одном направлении и противоточные, где они движутся в противоположных направлениях.

По количеству горелок у одной жаровой трубы: однофорсуночные и многофорсуночные (одно и многогорелочные).

В зависимости от назначения ГТД и ГТУ, вида используемого топлива, заданных в техническом задании габаритах могут использоваться различные компоновки камер сгорания.

6.3 Конструкция основных элементов камер сгорания

Корпуса (кожухи) камер сгорания представляют собой цилиндрические или конические оболочки, внутри которых расположены жаровые трубы. Обычно кожухами называют элементы трубчатых камер сгорания, а корпусами – элементы кольцевых и трубчато-кольцевых камер, включаемые в силовую схему двигателя (рисунок 6.9).



Рисунок 6.9 – Элементы кожуха и жаровая труба двигателя Rolls-Royce «Nene»

Поскольку корпуса камер сгорания в отличие от кожухов дополнительно нагружаются силами и моментами, возникающими на других элементах двигателя, то по конструкции они сложнее (рисунок 6.10).

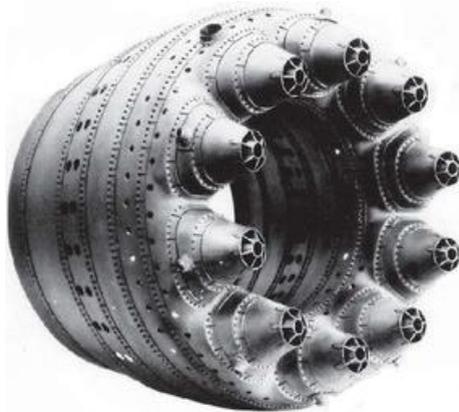


Рисунок 6.10 – Корпус кольцевой камеры сгорания двигателя АИ-20

Оболочки корпуса или кожуха как правило имеют приваренные к ним фланцы, предназначенными для соединения с другими силовыми узлами двигателя. У трубчатых камер сгорания демонтаж жаровых труб не вызывает особых проблем, поскольку корпус камеры расположен снаружи корпуса двигателя. У трубчато-кольцевых, а тем более кольцевых камер сгорания демонтаж жаровой трубы как правило связан с разборкой двигателя – отстыковкой камеры сгорания от соседних элементов ГТД. Для упрощения этой операции в некоторых конструкциях реализуют возможность смещения наружного корпуса камеры сгорания вдоль оси двигателя для извлечения жаровых труб.

Конструктивно диффузор является расширяющимся каналом и выполняется в виде сварного или литого патрубка (горловины). Поскольку любые потери в диффузоре (трения или отрыва потока) ведут к потерям полного давления, то его форма имеет большое значение.

В настоящее время используются следующие схемы диффузоров (рисунок 6.11).

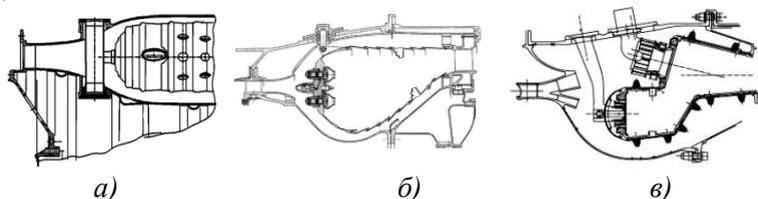


Рисунок 6.11 – Диффузоры КС: (а) с изогradientным изменением площади; (б) отрывной диффузор; (в) канално-струйный диффузор

Наиболее ровные поля скоростей и наименьшие потери давления на расчётном режиме получают в так называемых изогradientных профилированных диффузорах ($dP/dl=const$). Однако их недостатками является большая длина и невозможность безотрывной работы на всех режимах работы двигателя.

Диффузор с фиксированным отрывом в отличие от изогradientного диффузора характеризуется значительно меньшей длиной, но имеет повышенные потери полного давления из-за образования вихревых зон за уступами.

В современных камерах сгорания широко используется канално-струйный диффузор, который позволяет получить заданное

распределение воздуха по элементам жаровой трубы, обеспечивает достаточно равномерный профиль скорости на выходе при нерасчётных режимах работы и имеет несколько меньшие потери давления полного давления по отношению к диффузору с фиксированным отрывом.

Конструкция жаровой трубы должна обеспечивать: стабилизацию пламени на всех режимах работы двигателя; высокую полноту сгорания топлива, охлаждение деталей камеры сгорания и требуемое распределения температуры потока по длине и сечениям трубы, а также на выходе из неё. Традиционная конструкция жаровой трубы показана на рисунке 6.12

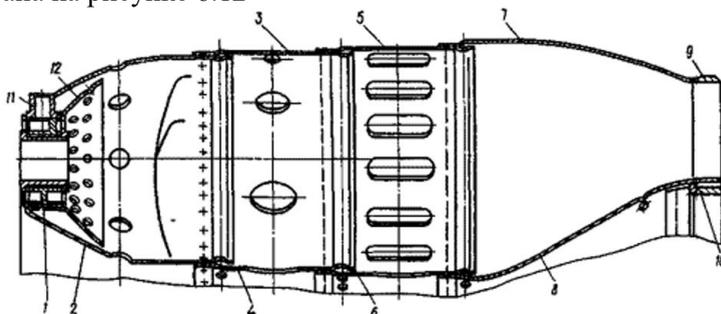


Рисунок 6.12 – Жаровая труба двигателя PV-19A-300:

- 1 – завихритель, 2 – головка, 3 – наружная секция, 4 – внутренняя секция,
- 5 – наружная секция, 6 – внутренняя секция, 7 – наружная стенка,
- 8 – внутренняя стенка, 9 – наружный фланец, 10 – внутренний фланец,
- 11 – обойма завихрителя, 12 – дефлектор

Для устойчивого горения топлива и высокой полноты сгорания скорость в зоне горения необходимо снизить до 15 – 20 м/с, а температуру поддерживать на уровне более 1900 °С. Эти задачи решаются формированием зоны (зон) обратных токов и сжиганием топлива при коэффициенте избытка воздуха близком к единице. Для создания зон обратных токов необходимы стабилизаторы, устанавливаемые в головной части жаровых труб (в фронтном устройстве). В современных камерах сгорания ГТД и ГТУ наиболее часто их роль играют лопаточные завихрители, закручивающие воздух или топливно-воздушную смесь. Ранее также встречались конические стабилизаторы (пример – стабилизатор камеры сгорания АИ-25), у которых поток завихрялся за их кромками (рисунок 6.13).

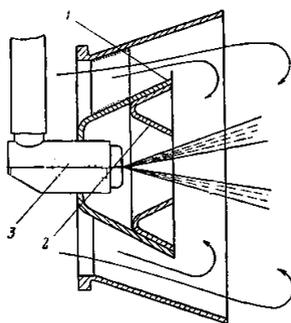


Рисунок 6.13 – Конический стабилизатор: 1 – наружный конус; 2 – внутренний конус; 3 – форсунка.

Преимущество лопаточных завихрителей заключается в более низких, чем в других стабилизаторах гидравлических потерях. Основным недостатком конусных стабилизаторов является повышенное гидравлическое сопротивление и недостаточная надежность их работы из-за возможного отложения нагара в пространстве между конусами и прекращения из-за этого образования зоны обратных токов. Известны и фронтные устройства «тёрочного» типа (камера сгорания двигателя Д-30 (рисунок 6.14)). В таких фронтных устройствах организация зон обратных токов происходит за специальными мелкими отверстиями в виде прорезей-щелей, выполненных в передней стенке жаровой трубы. Из-за растрескивания жаровых труб вблизи отверстий такие стабилизаторы не нашли широкого применения.



Рисунок 6.14 – Жаровая труба камеры сгорания двигателя Д-30КУ-154

По длине жаровой трубы она имеет отверстия для подвода вторичного воздуха в промежуточную зону для организации горения и зону разбавления для формирования требуемого поля температур на входе в турбину. Ещё одна важная задача вторичного воздуха – обеспечение охлаждения стенок жаровой трубы с целью снижения их температуры до величин, обеспечивающих работоспособность. Она обусловлена тем, что для достижения высоких мощности и КПД ГТД и ГТУ двигателестроители вынуждены увеличивать степень повышения давления в компрессоре и температуру газа перед турбиной, что в свою очередь повышает теплонапряжённость жаровых труб. Для обеспечения надёжной работы камер сгорания ГТД или ГТУ используются следующие системы охлаждения жаровых труб: плёночные, конвективные и конвективно-плёночные.

Суть плёночной системы охлаждения состоит в создании пристеночной завесы охлаждающего воздуха. Для реализации этого принципа создают сеть мелких отверстий через которые вторичный воздух подаётся вдоль внутренней стенки жаровой трубы (рисунок 6.15). Недостатком этого типа систем охлаждения является то, что по мере удаления струи от отверстия за счёт подогрева от горючих газов её охлаждающая способность снижается (рисунок 6.15(a)), что способствует неравномерному распределению температур по стенке жаровой трубы. Поэтому существуют разновидности плёночной системы охлаждения, направленные на решение этой проблемы, например, с использованием гофра (рисунок 6.15 (б)).

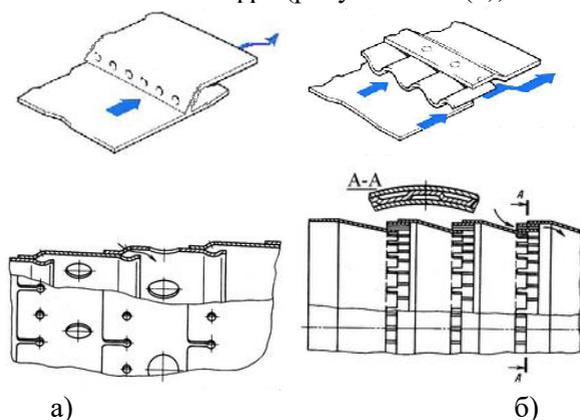


Рисунок 6.15 – Системы плёночного охлаждения жаровых труб

С ростом относительного расхода первичного воздуха, вызванного необходимостью улучшения экологических характеристик ГТД, количество вторичного воздуха, в том числе используемого для охлаждения жаровой трубы стало уменьшаться. Это послужило причиной появления новых систем охлаждения – конвективных. В однослойной конвективной системе охлаждение стенки жаровой трубы происходит за счёт теплосъёма потоком воздуха движущегося снаружи жаровой трубы. Для увеличения теплосъёма используют оребрение (рисунок 6.16). В двухслойной системе поверх стенки, аналогичной по конструкции однослойной, располагается вторая стенка с мелкими отверстиями, проходя через которые охлаждающий воздух струйками ударяется о внутреннюю стенку, увеличивая эффективность охлаждения.

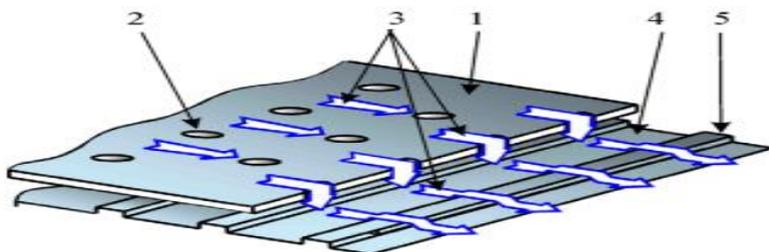


Рисунок 6.16 – Двухслойная конвективная система охлаждения

В камерах сгорания современных двигателей используется комбинированная конвективно-плёночная система охлаждения (рисунок 6.17). В ней вторичный воздух, проходя по кольцевым каналам охлаждает жаровую трубу снаружи, а затем создаёт плёночную завесу.

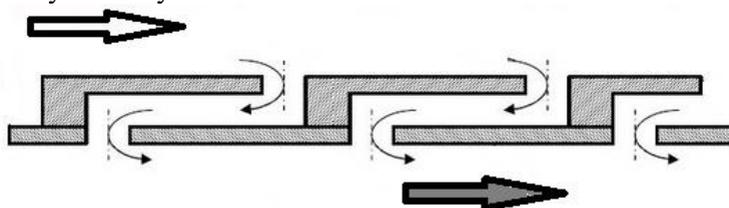


Рисунок 6.17 – комбинированная система конвективно-плёночного охлаждения (белая стрелка показывает движение вторичного воздуха, тёмная – продуктов сгорания)

Ещё одним способом оптимизации теплового состояния жаровой трубы является использование теплозащитных покрытий.

Топливные форсунки предназначены для подачи топлива в камеру сгорания. Они должны обеспечивать заданный расход топлива на всех режимах работы двигателя (а он может изменяться в 30 раз и более) при изменении температуры и вязкости топлива. Другим обязательным условием их качественной работы является обеспечение определённого распределения топлива (вид топливного факела).

Существуют различные классификации топливных форсунок ГТД. По принципу действия различают механические и пневматические форсунки. В механических форсунках топливо подаётся под большим давлением в относительно медленно движущийся воздух, а в пневматических при невысоком давлении топлива распыливание осуществляется за счёт высоких скоростей воздуха. В свою очередь механические форсунки могут быть разделены на струйные, центробежные и форсунки на соударяющихся струях. Струйные форсунки представляют собой насадки с отверстиями круглой или иной формы, обеспечивающие распад топлива на капли за счёт перепада давления. Такой тип форсунок достаточно широко применяется в автомобильных двигателях. Некоторое применение он нашёл в камерах сгорания малоразмерных ГТД и ГТУ. Разновидностью струйных форсунок являются испарительные форсунки у которых подача топлива происходит через испарительные трубки, обогреваемые горячими газами. Такие форсунки могут работать при низких давлениях топлива, обеспечивают получение качественной однородной топливо-воздушной смеси, но имеют сильную склонность к нагарообразованию и прогарам. В форсунках с соударением струй распад топлива на капли происходит за счёт столкновения струй, вытекающих из разных отверстий. Центробежные форсунки, нашедшие широкое применение в ГТД, имеют тангенциальные отверстия для ввода топлива в камеру закручивания, шнековый, какой-либо другой завихритель или спиралевидный выходной сопловой канал. В результате подаваемое топливо приобретает вращательное движение, а топливный факел имеет форму конуса, внутри которого находится воздушный вихрь.

Первые форсунки авиационных газотурбинных двигателей представляли собой одноступенчатые центробежные форсунки. В этой форсунке топливо подавалось в камеру закручивания под давлением через тангенциальные каналы. Основным недостатком таких форсунок было обеспечение качественного распыливания топлива только в узком диапазоне изменения расхода топлива. Поэтому на смену им пришли двухступенчатые (двухканальные) центробежные форсунки. У этих форсунок два контура подачи топлива. Один работает на режимах малого газа и запуска, а другой включается в работу на повышенных режимах. Поэтому на всех режимах работы двигателя осуществляется хорошее распыливание топлива. Такой тип форсунок длительное время применялся в ГТД.

На рисунке 6.18 представлена центробежная двухконтурная двухсопловая форсунка.

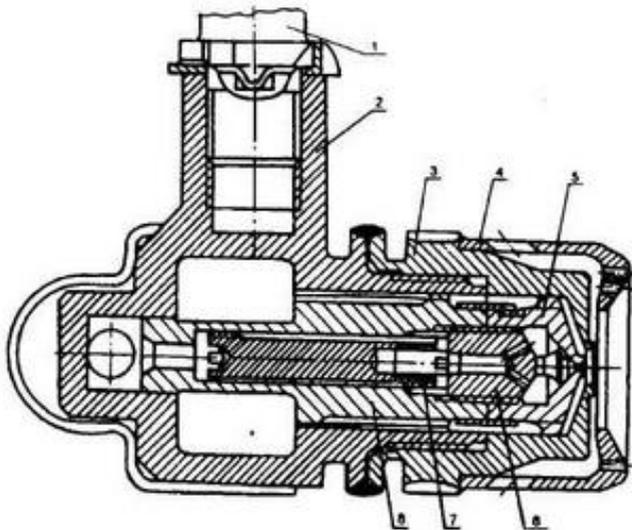


Рисунок 6.18 – Форсунка камеры сгорания двигателя РД-33

Распыливающим элементом первого контура служит конический завихритель 6 и сопло-завихритель 5, а второго контура – сопло-завихритель 5 и сопло второго контура 3. На наружной части сопла-завихрителя 5 имеется поясok со спиральными канавками, закручивающий топливо, которое поступает в жаровую трубу через

сопло второго контура. Оба контура имеют фильтры (7 и 8). Соотношение расходов между первым и вторым контуром при одинаковом давлении составляет примерно 1:20.

В последние годы с появлением ГТД с высокой степенью сжатия в компрессоре большое распространение получили пневматические форсунки. Дробление плёнки жидкого топлива на капли в них происходит за счёт взаимодействия двух воздушных закрученных потоков (рисунок 6.19).

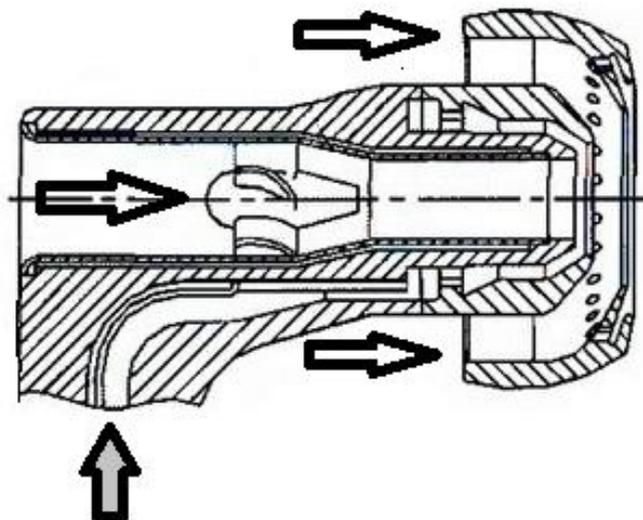


Рисунок 6.19 – Пневматическая форсунка ГТД
(белые стрелки-потоки воздуха, серая-топливо)

Топливную форсунку с завихрителем называют топливо-воздушной горелкой. Иногда завихритель и топливная форсунка располагаются в одном корпусе.

В газотурбинных установках горелки классифицируются по принципу смешения (рисунок 6.20): горелки предварительного смешения-кинетического типа, горелки с отдельной подачей воздуха и топлива-диффузионного типа (*а* и *б*) и горелки с частичным смешением-диффузионно-кинетического типа (*в*).

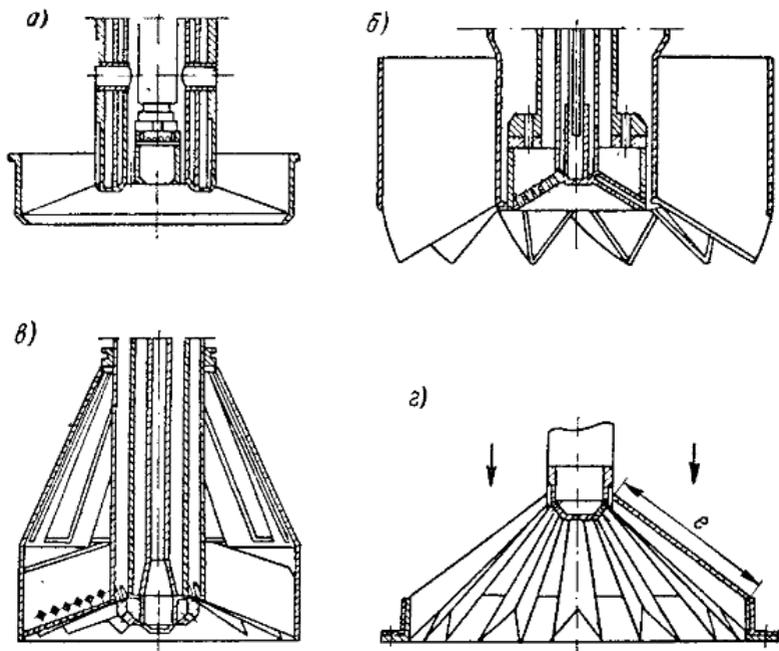


Рисунок 6.20 – Типы горелок ГТУ

По способу подвода воздуха горелки делятся на регистровые (с закруткой воздуха) и прямоструйные (рисунок 6.20 (г)).

Горелки кинетического типа обеспечивают смешение газового топлива с воздухом в самой горелке и выдают готовую топливо-воздушную смесь в зону горения. Недостаток таких горелок в узком диапазоне устойчивой работы. При больших скоростях происходит срыв, а при низких – проскок пламени.

В горелках диффузионного типа при отдельной подаче топлива и воздуха в зону горения их смешение происходит из-за турбулентной диффузии. В этой конструкции проблема состоит в обеспечении высокой полноты сгорания топлива.

При использовании в ГТУ жидкого топлива реализуются схемы форсунок, аналогичные форсункам авиационных ГТД, но с учётом использования тяжёлых жидких топлив.

Иногда к основным элементам камер сгорания ГТД и ГТУ относят системы зажигания. Их основа представляют собой свечи или

воспламенители. Воспламенители выполняются в виде малогабаритных камер сгорания, создающих пусковые факелы, которыми поджигается топливовоздушная смесь внутри камеры сгорания. В воспламенителях устанавливаются свечи и пусковые форсунки. В отдельных и трубчато-кольцевых камерах сгорания воспламенители устанавливаются не на всех жаровых трубах.

Рассмотрение конструкции камер сгорания ГТД демонстрирует их сложность и прямую связь между исполнением конкретного элемента камеры сгорания и её рабочим процессом. Поэтому для сокращения времени при создании и доводке новых ГТД и ГТУ необходимо проведение эффективных расчётных работ на основе 3D моделирования, отверифицированных на базе предыдущего опыта.

Контрольные вопросы

1. Из каких основных элементов состоит камера сгорания ГТД?
2. Как можно классифицировать камеры сгорания ГТД?
3. Чем определяется форма корпуса камеры сгорания?
4. Какие схемы диффузоров камер сгорания вам известны?
5. Что должна обеспечить конструкция жаровой трубы?
6. За счёт каких устройств формируется зона обратных токов в камере сгорания?
7. Какие системы охлаждения жаровых труб камер сгорания вам известны?
8. Какие типы форсунок применяются в ГТД?

ГЛАВА 7 ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЁТ КАМЕР СГОРАНИЯ ГТД И ГТУ

Камера сгорания ГТД или ГТУ представляет собой объект в виде канала переменной геометрии, в котором происходит движение газового потока с наличием развитых турбулентных пульсаций и источниками подвода тепла и вещества. С точки зрения численного моделирования для её проектирования рациональной является следующая постановка задачи: задав характеристики потока сплошной среды на входе и выходе канала переменной геометрии, определить размеры его проточной части, наиболее полно соответствующие требованиям со стороны создаваемого двигателя. При этом в конечном итоге важно иметь такую математическую модель рабочего процесса камеры сгорания, которая бы максимально учитывала функциональную взаимосвязь параметров потока с критериями, характеризующими размеры проточной части. В настоящее время такая взаимосвязь может быть обоснована на базе физических представлений о исследуемых процессах, полученных как в математическом, так и стендовом эксперименте. Это объясняется тем, что наука пока не имеет решений задач гидрогазодинамики с наличием горения в движущемся потоке газа на базе точных решений систем дифференциальных соотношений, а используемые подходы, имеющие в своей основе численные методы и упрощение протекающих в объекте процессов в виде разного рода допущений и эмпирических поправок требуют проведения испытаний, подтверждающих достоверность расчётов для различных конструкций камеры сгорания. Практическое использование таких методов в настоящее время требует использования при проектировании камеры сгорания какого-либо её реального прототипа, для которого каким-либо образом получены математические зависимости характеристик протекающего в камере сгорания рабочего процесса от величин интегральных критериев, определяющих геометрию камеры сгорания. Примером одного из таких интегральных критериев камеры сгорания, можно считать

критерий форсирования, в который входит конструктивный параметр - величина объёма камеры сгорания. В идеале же для проектирования камеры сгорания необходима универсальная математическая модель камеры сгорания, содержащая набор геометрических, гидродинамических, термодинамических и теплофизических критериев, позволяющих описать все характеристики рабочего процесса. Такая модель позволила бы расширить применение методов численного моделирования от поверочного расчёта до проектирования с определённой для каждого конкретного случая функцией цели. Рассмотрим алгоритм расчёта геометрии кольцевой многофорсуночной камеры сгорания проектирования.

Исходные данные для расчёта представлены ниже.

1) термодинамические при $N = 0$, $M = 0$:

- расход воздуха через внутренний контур двигателя – G_B ;
- давление воздуха за компрессором ВД – p_2 ;
- температура воздуха за компрессором ВД – T_2 ;
- расход топлива – $G_{\text{топл}}$ (или α);
- полнота сгорания в камере – η_c ;
- окружная неравномерность поля температур – θ ;
- высотность розжига КС – H ;
- потери полного давления – $\delta_{\text{КС}}$.

2) конструктивные (из проектного расчёта турбокомпрессора):

- диаметр втулки последней ступени компрессора ВД- D_{k1} ;
- периферийный диаметр последней ступени компрессора ВД – D_k ;
- диаметр втулки соплового аппарата турбины ВД – D_{T1} ;
- периферийный диаметр сечения соплового аппарата турбины ВД – D_{T2} .

Расчётная схема КС соответствующая типовой камере-прототипу разработки ОАО «Кузнецов» приведена на рисунке 7.1.

Блок-схема проектирования камеры сгорания на базе прототипа представлена на рисунке 7.2.

Расчёт камеры выполняется в следующей последовательности:

- 1) рассчитываются габариты диффузора;
- 2) рассчитывается геометрия фронтального устройства;
- 3) рассчитывается объем и габариты ЖТ;
- 4) рассчитывается длина газосборника;
- 5) определяются координаты характерных точек КС;
- 6) определяются потери давления в КС; определяется вес КС.

Диффузор

1) определяют средний диаметр последней ступени компрессора:

$$D_{\text{к.ср}} = \frac{D_{\text{к1}} + D_{\text{л2}}}{2}. \quad (7.1)$$

2) определяют высоту канала на входе в диффузор:

$$h_{\text{вх}} = \frac{D_{\text{к2}} - D_{\text{к1}}}{2}. \quad (7.2)$$

3) рассчитывают критическую скорость на входе в диффузор:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} RT_2^*}. \quad (7.3)$$

4) для первого приближения задаются приведённой скоростью на входе в диффузор:

$$\lambda_{\text{вх1}} = 0.25.$$

5) определяют плотность заторможенного потока на входе в диффузор:

$$\rho_{\text{вх}}^* = \frac{P_2^*}{RT_2^*}. \quad (7.4)$$

б) для заданного значения λ_{ex1} рассчитывают (или берут по таблицам ГДФ) функцию плотности потока

$$\varepsilon(\lambda_{\text{ex1}}) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{\text{ex}}^2\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (7.5)$$

7) определяют плотность воздуха на входе в диффузор

$$\rho_{\text{ex}} = \varepsilon(\lambda_{\text{ex1}}) \rho_{\text{ex}}^*. \quad (7.6)$$

8) определяют площадь диффузора на входе

$$F_k = \frac{\pi}{4} (D_{k2}^2 - D_{k1}^2). \quad (7.7)$$

9) по найденному значению F_k определяют скорость воздуха на входе в диффузор

$$\omega_{\text{ex}} = \frac{G_H}{\rho_{\text{ex}} F_k}. \quad (7.8)$$

10) определяют приведённую скорость воздуха на входе в диффузор

$$\lambda_{\text{ex}} = \frac{\omega_{\text{ex}}}{\omega_{\text{кр}}}. \quad (7.9)$$

11) сравнивают полученные значения $\lambda_{\text{вх}}$ с заданным (по п. 4) и, если они отличаются более чем на 0,01, принимают

$$\lambda_{\text{ex1}} = \lambda_{\text{ex}}. \quad (7.10)$$

и расчёт повторяют с п. 4 по п. 11 до совпадения величин $\lambda_{\text{вх}}$ и $\lambda_{\text{вх1}}$ с точностью до 0,01.

12) проверяют условие совпадения λ_{ex} и λ_{ex1} с рекомендуемыми статистическими значениями:

$$0.2 < \lambda_{\text{ex}} < 0.35.$$

13) находят объёмный расход воздуха через камеру

$$Q = G_B / p_{\text{ex}}. \quad (7.11)$$

14) из статистических соотношений определяют длину диффузора

$$L_D = 1,75(Q/20)^{-2/3} h_{\text{ex}}. \quad (7.12)$$

15) определяют коэффициент расширения в диффузоре

$$n_D = 1.65 + 0.1 \frac{L_D}{h_{\text{ex}}}. \quad (7.13)$$

16) проверяют условие безотрывного течения в диффузоре

$$n_{D,\text{omp}} = 1.8 + 0.1 \frac{L_D}{h_{\text{ex}}}. \quad (7.14)$$

17) рассчитывают коэффициент потерь в диффузоре

$$\varepsilon_D = 1.6 \left(1 - \frac{1}{n_D} \right)^2. \quad (7.15)$$

18) определяют скоростной напор на входе в диффузор

$$\Delta p_{\text{ск}} = \frac{\rho_{\text{ex}} \omega_{\text{ex}}^2}{2}. \quad (7.16)$$

19) определяют гидравлические потери в диффузоре

$$\Delta p_{\text{ск}}^* = \xi_D \Delta p_{\text{ск}}. \quad (7.17)$$

20) определяют относительный уровень потерь в диффузоре

$$\delta_d = \Delta p_d^* / p_2^* \cdot 100\% . \quad (7.18)$$

21) определяют расстояние от выходного сечения диффузора до плоскости плиты фронтального устройства:

$$L_1 = 0.32(Q/20)^{-2/3} L_d . \quad (7.19)$$

Фронтальное устройство

Для 1-го цикла расчётов принимают угол между осями КС и двигателя $\beta = 0$.

22) определяют средний диаметр плиты фронтального устройства

$$D_{\text{пл ср}} = D_{\text{к ср}} + 2(L_d + L_1) \operatorname{tg} \beta . \quad (7.20)$$

При $Q < 10 \text{ м}^3/\text{с}$ рассчитывают размеры элементов форсуночной плиты по формулам (23)...(27).

23) принимают высоту плиты из конструктивных соображений:

$$H_{\text{пл}} = 0,1 \text{ м}.$$

24) принимают горелку с диаметром, равным $d_r = 0,03 \text{ м}$.

25) определяют число горелок в соответствии с прототипом по формуле

$$z_r = \frac{z_{r0}}{D_{\text{пл ср}0}} - D_{\text{пл ср}} = 198 D_{\text{пл ср}} . \quad (7.21)$$

Здесь $z_{r0} = 140$ – число горелок в камере-прототипе, индекс 0 – относится к прототипу.

26) высоту центрального распределителя воздуха во фронтальном устройстве принимают из конструктивных соображений:

$$H_{\text{пр}} = 0,015 \text{ м}.$$

27) определяют расстояние между ярусами горелок

$$\frac{\Delta D}{1} = \frac{D_1 - D_2}{2} = d_r + H_{пр} + 0.003. \quad (7.22)$$

При $Q > 10 \text{ м}^3/\text{с}$ рассчитывают размеры элементов плиты фронтного устройства по формулам (28)...(33).

28) определяют коэффициент линейного моделирования геометрических размеров

$$k_M = \sqrt[3]{\frac{Q}{Q_0}} = \sqrt[3]{\frac{Q}{10}}. \quad (7.23)$$

29) рассчитывают высоту плиты фронтного устройства

$$H_{пр} = 0,1 k_M.$$

30) рассчитывают диаметр горелки $d_r = 0,03 k_M$.

31) число горелок назначают равным числу горелок на камере-прототипе:

$$z_r = z_{r0} = 140.$$

32) рассчитывают высоту центрального распределителя воздуха во фронтном устройстве

$$H_{пр} = 0,015.$$

33) определяют расстояние между ярусами горелок $\Delta D/2 = 0,048 k_M$.

34) рассчитывают диаметр расположения наружного яруса горелок D

$$D_1 = D_{плср} + \Delta D/2. \quad (7.24)$$

35) рассчитывают диаметр расположения внутреннего яруса горелок

$$D_2 = D_{плср} + \Delta D/2. \quad (7.25)$$

36) рассчитывают шаг между горелками наружного яруса

$$t_1 = \pi D_1 / z_{\Gamma} . \quad (7.26)$$

37) рассчитывают шаг между горелками внутреннего яруса

$$t_2 = \pi D_2 / z_{\Gamma} . \quad (7.27)$$

38) если расстояние между горелками внутреннего яруса меньше 2 мм, то число горелок уменьшают:

$$z_{\Gamma} = \frac{\pi D_2}{d_{\Gamma} + 0.002} . \quad (7.28)$$

Жаровая труба

39) определяют коэффициент избытка воздуха в камере

$$\alpha_{KC} = \frac{G_B}{L_0 G_{\text{топлива}}} . \quad (7.29)$$

где $L_0 = 14,8$ кг воздуха / кг топлива.

40) определяют величину относительного давления

$$\bar{p} = \frac{P_2^*}{P_{20}^*} . \quad (7.30)$$

41) рассчитывают объем жаровой трубы

$$V_{\text{ж}} = 0.0041Q \cdot \frac{\left(1 + \frac{2550}{\alpha_{KC}}\right)}{(70 + 0.325 \cdot T_2^*)} \sqrt{\frac{z_{\Gamma 0}}{z_{\Gamma}}} \frac{1}{p \left[\frac{1}{3(1+p)} \right]} . \quad (7.30)$$

42) определяют высоту жаровой трубы

$$H_{\text{max}} = 0.532 \sqrt{\frac{V_{\text{ж}}}{D_{\text{ПШ СР}}}} . \quad (7.31)$$

43) определяют расстояние от плиты до сечения ЖТ, имеющего максимальную высоту,

$$L_2 = 0.5H_{\max} . \quad (7.32)$$

44) определяют длину ЖТ (зоны горения)

$$L_{11} = 1.35H_{\max} . \quad (7.33)$$

45) уточняют коэффициент линейного моделирования

$$k_M = \frac{H_{\max}}{H_{\max 0}} = \frac{H_{\max}}{0.2} . \quad (7.34)$$

где $H_{\max 0} = 0,2$ м – высота жаровой трубы в камере-прототипе.

Газосборник

46) определяют температуру газа на выходе из КС без учёта отборов воздуха по формуле

$$T_{3cp.m} = \frac{H_u \eta_{\Gamma} + \alpha L_0 c_{p.g} T_2^*}{(1 + \alpha_{КС} L_0) c_{p.sp}} . \quad (7.35)$$

или по графику (рисунок 7.3).

47) относительный расход на охлаждение турбины определяют по зависимости $\bar{G}_{охл.T} = f_1(T_3^*)$ (рисунок 7.4).

48) определяют относительный расход воздуха на охлаждение газосборника по графику, приведенному на 7.4.

$$\bar{G}_{охл.ГС} = f_1(T_3^*)$$

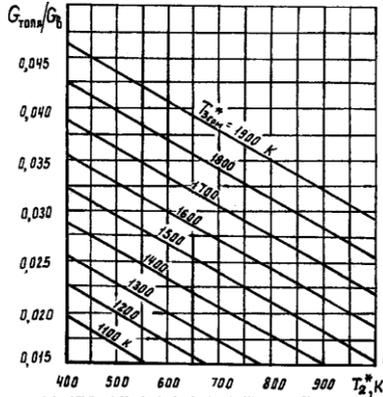


Рисунок 7.3 – Номограмма для определения температуры газа на выходе из КС в зависимости от температуры воздуха на входе и относительного расхода топлива

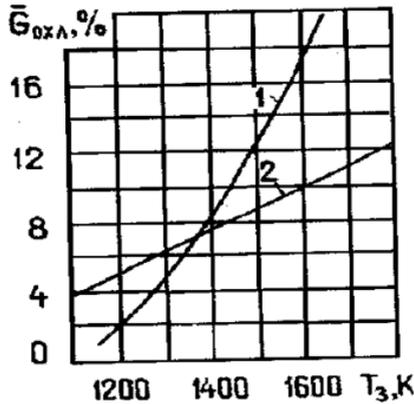


Рисунок 7.4. Зависимость относительных расходов на охлаждение турбины (1) и газосборника (2)

49) определяют относительный расход воздуха в зоне горения

$$\bar{G}_{3Г} = \frac{L_0 \alpha_{3Г} G_{монл}}{G_B} . \quad (7.36)$$

где $\alpha_{3Г} = 1,7 \dots 2,2$ – коэффициент избытка воздуха в зоне горения.

50) рассчитывают относительный расход воздуха, поступающего в зону смешения

$$\bar{G}_{3c} = 1 - \bar{G}_{охл T} - \bar{G}_{охл GC} - \bar{G}_{3Г} . \quad (7.37)$$

51) принимают относительные значения величин площадей отверстий в жаровой трубе в соответствии с прототипом:

$$\Sigma F_{омв} / F_{к} = 1.2; \Sigma F_{омв} / F_{кк} = 1.0; \mu \Sigma F_{омв} / F = 0, \quad (7.38)$$

52) определяют подогрев воздуха в камере (с учётом отборов) по формуле:

$$\frac{T_{3сп.м}^*}{T_2^*} = 1 + \frac{H_U \eta_r G_{топл}}{c_{p\text{ ср}} [G_B (1 - G_{охл T}) + G_{топл}]} \quad (7.39)$$

или по графику, приведённому на рисунке 7.3.

53) рассчитывают безразмерный параметр смешения

$$I_{омв} = \frac{\bar{G}_{3c} \frac{T_2^*}{T_3^*}}{(1 - \bar{G}_{охл GC} - \bar{G}_{охл T}) \frac{\mu \Sigma F_{омв}}{F_{ж}}} \quad (7.40)$$

54) определяют коэффициенты f_1 и f_2 :

При $\Sigma F_{отв}/F_{к} \leq 1,7$ $f_1 = 1$, а при $\Sigma F_{отв}/F_{к} > 1,7$ $f_1 = 1 + 0,25 (\Sigma F_{отв}/F_{к} - 1,7)$. Аналогично при $\Sigma F_{отв}/F_{кк} \leq 0,7$ $f_2 = 1$, а при $\Sigma F_{отв}/F_{кк} > 0,7$ $f_2 = 1 + 0,1 (\Sigma F_{отв}/F_{кк} - 0,7)$.

55) для первого цикла расчётов задаются $\bar{L}_{TC} = 0,5$.

56) рассчитывают окружную неравномерность поля температур на выходе из газосборника

$$\theta_{расч} = \left[\frac{\frac{\overline{G}_{3C}}{(1 - \overline{G}_{3C} - \overline{G}_{охл T})}}{1 + 1.94 \cdot I_{омв}^{(1.67+0.1\overline{L}_{rc})} \overline{L}_{rc}^{2.1}} + 1 \right] \frac{1 - \overline{G}_{охл T}}{1.05 - \overline{G}_{охл C} - \overline{G}_{охл T}}. \quad (7.41)$$

57) сравнивают расчётные и допустимые значения θ : если $\theta_{расч} > \theta_{доп}$, то расчет по п.56 повторяют, предварительно увеличив длину газосборника на 10%.

58) расчёты по п.п. 56 и 57 повторяют до выполнения условия $\theta_{расч} < \theta_{доп}$ и вычисляют длину газосборника

$$L_{rc} = \overline{L}_{rc} H_{\max}. \quad (7.42)$$

59) определяют длину КС

$$L_{КС} = L_{д} + L_1 + L_{3Г} + L_{rc}. \quad (7.43)$$

60) определяют тангенс угла наклона β оси камеры сгорания к оси двигателя

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{D_{Гсп} - D_{ксп}}{2L_{КС}}. \quad (7.44)$$

61) вычисляют угол наклона

$$\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{D_{Гсп} - D_{ксп}}{2L_{КС}} \right). \quad (7.45)$$

62) рассчитывают координаты точек контура камеры в соответствии с рисунком 7.1. и рассчитанными геометрическими характеристиками.

Гидравлические расчёты

63) рассчитывают коэффициент гидравлических потерь давления ЖТ

$$\xi_{Ж} = 0.1 + \frac{0.6}{\left(\frac{\sum \mu F_{отв}}{F_{КК}} \right)^{1.5}}. \quad (7.46)$$

64) рассчитывают коэффициент тепловых потерь в камере

$$\xi_{тепл} = \frac{1}{2} \left(\frac{T_3^*}{T_2^*} - 1 \right) \left(\frac{F_{К}}{F_{ЖК}} \right)^2. \quad (7.47)$$

65) определяют потери давления в камере

$$\delta_{КК} = (\xi_{Д} + \xi_{Ж} + \xi_{тепл}) \frac{\kappa}{\kappa + 1} \lambda_{\text{вх}}^2. \quad (7.48)$$

66) вычисляют коэффициент восстановления полного давления КС

$$\sigma_{КК} = 1 - \delta_{КК}. \quad (7.49)$$

Полученное значение сравнивается с большим расхождением расчёт по пп. 113... 116 изменённой площади $F_{отв}$. Изменение производить только при значительном расхождении заданной $\sigma_{КК}$, полученной при расчёте. Если это расхождение не превышает 10%, то корректировку гидравлического расчёта можно не производить, поскольку влияние $\delta_{КК}$ на основную характеристику камеры $\eta_{Г}$ может быть менее существенным, чем влияние $F_{отв}$ на поле температур на выходе и тепловое состояние стенок ЖТ.

Вес камеры сгорания

67) определяют средний диаметр КС

$$D_{КК\text{ ср}} = \frac{D_{\text{ксп}} - D_{\text{мсп}}}{2}. \quad (7.50)$$

68) оценивают вес камеры

$$G_{KC} = 150L_{KC}D_{KC\text{ ср}}P_2^{0.25}. \quad (7.51)$$

Если проектирование камеры сгорания ведётся по конкретному прототипу с использованием большого статистического материала, накопленного при доводке, то общая методика преобразуется в упрощённый алгоритм расчёта, оснащённый конкретными числовыми значениями эмпирических коэффициентов. При этом отдельные этапы, например, гидравлический расчёт могут быть исключены из проекторочного расчёта, так как из имеющегося опыта следует что доводка камеры по этому параметру может быть гораздо более эффективно реализована при численном моделировании. В любом случае роль проекторочного расчёта с точки зрения проектирования камеры сгорания заключается в получении исходной геометрии для которой затем с помощью методов инженерного анализа формируется более детальная конструкция и организация рабочего процесса, позволяющие максимально выполнить требования технического задания.

Контрольные вопросы

1. Что является целью проекторочного расчёта камеры сгорания ГТД?
2. Какие исходные данные используются для проекторочного расчёта?
3. Откуда берутся исходные данные для расчёта камеры сгорания ГТД?
4. Что представляет собой расчётная схема при проекторочном расчёте камеры сгорания?
5. В какой последовательности выполняется проекторочный расчёт камеры?
6. Какие основные размеры диффузора определяются при его проектировании?
7. Какие параметры жаровой трубы определяются в ходе проекторочного расчёта?
8. Что определяют в ходе гидравлического расчёта камеры сгорания?

ГЛАВА 8 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД

8.1 Моделирование процессов в камере сгорания как составная часть проектных и доводочных работ

Основой современного проектирования сложных технических объектов является система автоматизированного проектирования (САПР), реализующая информационную технологию выполнения проектирования. С точки зрения программного обеспечения САПР включает в себя целый ряд программных пакетов и в первую очередь такие компоненты как: CAD, CAE и CAM – системы.

CAD (англ. Computer-Aided Design) – средства автоматизированного проектирования, предназначенные для автоматизации двумерного и/или трехмерного геометрического проектирования.

CAE (англ. Computer-aided engineering) – общее название для программ или программных пакетов, предназначенных для инженерных расчётов, анализа и моделирования физических процессов.

CAM (англ. Computer-Aided Manufacturing) – подготовка технологического процесса производства изделий, ориентированная на использование ЭВМ. Под термином понимаются как сам процесс компьютеризированной подготовки производства, так и программно-вычислительные комплексы, используемые инженерами-технологами.

В современных САПР могут также использоваться.

CAPP (англ. Computer-Aided Process Planning) – автоматизированная система технологической подготовки производства, программные продукты, помогающие автоматизировать процесс подготовки производства, а именно планирование (написание) технологических процессов.

PLM (англ. Product Lifecycle Management) – технология управления жизненным циклом изделий. Организационно-техническая система, обеспечивающая управление всей информацией об изделии и связанных с ним процессах на протяжении всего его жизненного цикла, начиная с проектирования и производства до снятия с эксплуатации. Неотъемлемой частью PLM является система

PDM (англ. Product Data Management) – организационно-техническая система, обеспечивающая управление всей информацией об изделии.

В процессе проектирования и доводки камер сгорания ГТД и ГТУ в настоящее время в основном используются CAD/CAE – системы. С помощью CAD – систем выполняются чертежи конструкторской документации и производится построение геометрических моделей камер сгорания, а в среде CAE – системы выполняют все необходимые инженерные расчёты. Существуют и «тяжёлые» программные комплексы, такие как ANSYS, которые содержат в себе не только модули различных инженерных расчётов и постобработки их результатов, но и геометрический построитель.

Моделирование процессов в камере сгорания ГТД или ГТУ является составной частью процессов их проектирования и доводки.

Цель проектирования камеры сгорания заключается в создании объекта, способного в процессе эксплуатации в составе двигателя или энергетической установки выполнять свои задачи с максимальной эффективностью. С учётом этого критерия оценки вырабатывается общая концепция рабочего процесса камеры сгорания, выбирается её облик, размеры и основные технические данные. Проектирование камеры сгорания условно можно разделить на отдельные виды: аэродинамическое, с точки зрения организации рабочего процесса, конструктивно-силовое, объёмно-весовое, технологическое и т.д. Однако вопросы, связанные с рабочим процессом, прочностью, эксплуатацией и др. взаимосвязаны и при проектировании решаются одновременно, поэтому отдельные виды проектирования тесно связаны друг с другом. Вместе с тем, очевидно, что в основе проектирования камеры сгорания лежит организация её рабочего процесса таким образом и в рамках такой конструкции, чтобы были выполнены требования со стороны проектируемой системы более высокого уровня (ГТД или ГТУ). При этом компьютерному моделированию процессов в камере сгорания в процессе проектирования отводится роль такого инструмента, который до воплощения камеры сгорания в металле должен предсказать основные особенности её работы и предоставить возможность доводки её параметров и характеристик до уровня величин, соответствующих техническому заданию. Таким образом, использование компьютерного моделирования позволяет до определённой степени интегрировать процесс доводки в процесс

проектирования, тогда как ранее эти два процесса разделялись появлением натурального образца изделия. В итоге это позволяет значительно снизить затраты времени на появление серийного образца как камеры сгорания, так и двигателя в целом.

8.2 Основы математического моделирования процессов в камерах сгорания

Физические законы, которым подчиняются различные явления, могут быть записаны в виде математического уравнения, выражающего определённую зависимость между какими-то величинами, изменяющимися с течением времени. Соответствующее уравнение содержит одну или несколько функций и их производных и называется дифференциальным уравнением. Большое значение дифференциальных уравнений для математики и её приложений, объясняется тем, что к решению таких уравнений сводится поиск решения многих физических и технических задач. Решение дифференциального уравнения представляет собой поиск множества функций, которые удовлетворяют данному уравнению. Такое множество функций часто имеет вид $y=f(x, C)$ и называется общим решением дифференциального уравнения (где C – произвольная постоянная). Частным решением дифференциального уравнения называется решение, которое дополнительно удовлетворяет какому-либо заданному начальному условию. В частном решении константа C приобретает конкретное значение.

Точное (аналитическое) решение (общее или частное) дифференциального уравнения подразумевает нахождение искомого решения в виде выражения от элементарных функций. Это не всегда возможно даже для дифференциальных уравнений первого порядка. Поэтому на практике часто используют численные решения дифференциальных уравнений. Численное решение дифференциального уравнения заключается в вычислении функции $y(x)$ в некоторых заданных точках x_1, x_2, \dots, x_n , лежащих на определённом отрезке. Фактически при этом решение дифференциального уравнения является не непрерывной функцией, а как бы табличным набором чисел.

История развития численных методов насчитывает более двухсот лет. Основной закономерностью их развития является модификация

методов в целях достижения эффективности и простоты алгоритма метода, приводящего к решению с наименьшими затратами труда и времени с учётом имеющихся вычислительных средств. Разностные методы, появившиеся одними из первых, представляют собой методы приближённого решения дифференциальных уравнений, основанные на замене этих уравнений уравнениями относительно функций дискретного аргумента. Метод конечных элементов стал развиваться с конца 30-х годов 20 века. Суть метода заключается в следующем. Область, в которой проводится поиск решения дифференциальных уравнений, разбивается на конечное количество подобластей (конечных элементов). Процесс разбиения носит название дискретизации. В каждом из элементов произвольно выбирается вид аппроксимирующей функции, вне которого она равна нулю. Значения функций на границах элементов (в узлах) являются решением задачи и заранее неизвестны. Коэффициенты аппроксимирующих функций определяются из условия равенства значения соседних функций на границах между элементами. Затем составляется система линейных алгебраических уравнений, количество которых равно количеству неизвестных значений в узлах, на которых ищется решение исходной системы. Поскольку каждый из элементов связан с ограниченным количеством соседних, то это существенно упрощает решение системы алгебраических уравнений.

Метод конечных элементов обладает рядом преимуществ, существенных для решения технических задач, например, произвольная форма расчётной области; возможность разрежения сетки в тех местах, где нет резкого изменения параметров или не нужна особая точность. В реализации метод конечных элементов сложнее метода конечных разностей. Долгое время его широкому распространению в современных системах проектирования мешало отсутствие алгоритмов автоматического разбиения расчётной области, так как построение конечноэлементной сетки осуществлялось вручную. Эту задачу удалось решить за счёт использования триангуляции Делоне.

Метод конечных объёмов реализуется следующим образом. Выбирается некоторая расчётная замкнутая область течения жидкости или газа, для которой производится поиск полей макроскопических величин (давления, скорости), удовлетворяющих определённым законам, сформулированным математически (обычно

законы сохранения в Эйлеровых переменных). Для величины расположенной в любой точке пространства внутри замкнутого конечного объёма, её значение может изменяться за счёт следующих факторов: транспорта этой величины через поверхность, ограничивающую замкнутый объём и изменения её количества внутри объёма. Для описания этих процессов необходимо понимание их физической сущности и использовании на основе этого соответствующего закона.

Основное отличие перечисленных методов приближённого решения дифференциальных уравнений заключается в различных подходах к формированию алгебраических уравнений, на базе которых ищется решение. В методе конечных объёмов формулируются алгебраические соотношения, наиболее полно соответствующие законам гидрогазодинамики. Поэтому этот метод широко используется в существующих инженерных пакетах для решения задач моделирования течения различных сред и определения их параметров, что наиболее актуально для расчёта процессов в камерах сгорания ГТД и ГТУ.

8.3 Основные этапы компьютерного моделирования процессов в камерах сгорания

К основным этапам компьютерного моделирования относятся:

- 1) постановка задачи и выбор объекта моделирования;
- 2) создание математической модели и настройки решателя;
- 3) компьютерные эксперименты;
- 4) обработка и анализ результатов моделирования.

Рассмотрим эти этапы подробнее.

8.3.1 Постановка задачи и выбор объекта моделирования

Перед началом компьютерного моделирования процессов в камере сгорания необходимо определить, что является отправной и конечной точками этой деятельности. По сути отправная точка компьютерного моделирования - прототип, которым может быть существующий, проектируемый объект или процесс. Это – объекты моделирования. Конечным же этапом является принятие решения на базе полученных в ходе моделирования знаний. Под задачей

моделирования следует понимать определённую проблему, которую необходимо решить. При моделировании процессов в камерах сгорания газотурбинной техники эти проблемы обычно связаны с обеспечением основных или специфических требований к камерам сгорания: по уровню потерь полного давления, выравниванию температурных полей на выходе, снижению образования оксидов азота, и т.д.

Уже на этапе постановки задачи необходимо учитывать, как будет проводиться её описание, какие цели могут быть достигнуты и каким образом будут оценены или проанализированы полученные расчётные данные. В противном случае моделирование может представлять собой некий неопределённый процесс без конкретной цели и результата.

С точки зрения выбора объекта важно оценить, что он собой представляет (структурный состав), какой будет его модель (например, 2D или 3D), насколько необходимо и возможно её упростить с точки зрения реализации расчёта на имеющихся технических средствах (компьютерах) и как всё это может сказаться на конечном результате.

В общем случае этап постановки задачи и выбора объекта моделирования можно разделить на ряд последовательных подэтапов:

- анализ проблемы на основе данных, существующих до моделирования;
- выбор объекта с заданными свойствами;
- определение методов воздействия на объект, их последствий и выбор наиболее эффективного метода.

8.3.2 Создание математической модели

Модель – это новый объект, отражающий существенные особенности изучаемого объекта или явления. При моделировании объекта она в первую очередь обеспечивает внешнее и функциональное сходство с реальным прототипом. Примером такой модели может служить геометрическая модель камеры сгорания. Если моделируется процесс, то модель в конечном итоге позволяет представить в наглядной форме объекты и процессы, недоступные для непосредственного наглядного восприятия. Общее свойство всех

моделей заключается в том, что это искусственно созданный человеком абстрактный или материальный объект. К другим основным свойствам моделей можно отнести следующие:

- любая модель представляет собой объект;
- модель может быть материальной и компьютерной (виртуальной), реализованной в какой-либо программной среде;
- модель обязана воспроизводить существенные для моделируемого объекта черты;
- модель может сохранять только основные черты моделируемого объекта, в противном случае это не модель, а дубликат объекта.

Для моделирования процессов в камере сгорания необходимо иметь несколько моделей: геометрическую, сеточную и математическую. Рассмотрим подробнее их формирование.

8.3.2.1 Создание геометрической модели камеры сгорания

Геометрическая модель камеры сгорания в компьютерном моделировании определяет форму, контуры и объём объекта. Предшественниками современных геометрических компьютерных моделей объектов техники являлись их чертежи, выполненные на бумаге. Для отображения проектируемых объектов в этом виде долгое время использовалось проекционное (плоское) черчение. Чертежи на бумажном носителе являлись условными изображениями трёхмерных объектов, на основании которых в машиностроении выполняли проектирование, а затем производили уже реальные трёхмерные изделия и детали.

Развитие информационных технологий и персональных компьютеров дало начало распространению новых систем трёхмерного моделирования, которые в отличие от традиционных чертежей, позволяют создавать сразу трёхмерные объекты, а уже по ним - плоские чертежи. Эти функции принципиально могут быть реализованы в CAD и CAE-системах.

В настоящее время наиболее распространёнными в инженерной среде системами построения трёхмерных моделей и оформления конструкторской документации являются пакеты ADEM, Auto CAD, КОМПАС, Solid Edge, SolidWorks, NX (бывший UniGraphix) и CATIA.

В качестве основных критериев при выборе программы для создания геометрических моделей могут служить следующие:

- качество моделирования и простота работы;
- распространённость пакета;
- покупная цена и цена сопровождения;
- наличие широкой библиотечной поддержки стандартных решений;
- возможность и простота стыковки с другими программными продуктами;
- возможность коллективной работы.

По данному комплексу характеристик для создания геометрических моделей удобно использовать программный пакет NX.

В большинстве современных программ для создания трёхмерных моделей базовый подход состоит из следующего набора основных операций: создание примитивов, выдавливание, вращение, кинематическая операция, элемент по сечениям, дополнительные конструктивные элементы.

- *создание примитивов* – это операция формообразования, результатом которой являются элементы объёмной геометрии простой формы (блок, сфера, конус, цилиндр и т.д.).

- *выдавливание* – это операция формообразования, при которой эскиз, содержащий сечение элемента, перемещается в направлении, перпендикулярном собственной плоскости.

- *вращение* – это операция формообразования, при которой эскиз, содержащий сечение элемента, вращается вокруг оси.

- *кинематическая операция* (протягивание вдоль кривой) – это операция формообразования, при которой эскиз, содержащий сечение элемента протягивается вдоль выбранной траектории.

- *элемент по сечениям* – это операция формообразования, при которой задаётся набор эскизов, определяющих сечения элемента в различных точках в пространстве.

- *дополнительные конструктивные элементы* – это фаски, скругления, ребра жёсткости и др.

К основным инструментам создания геометрии также относят: булевы операции (объединение, вычитание, пересечение), копирование, создание массивов, масштабирование, создание вспомогательных элементов (точек, прямых, плоскостей) и многое

другое. Сочетание вышеперечисленных операций позволяет выполнить построение самых сложных изделий. Данный перечень не полный и, как и их дополнительные настройки, зависит от используемого программного пакета.

Построение геометрической модели камеры сгорания целесообразно проводить в соответствии с технологией сборки камеры сгорания в процессе производства: создавая из более мелких элементов основные элементы (горелок, корпуса, обечаек жаровой трубы) и на базе них создавать окончательную модель камеры сгорания, которая может быть оснащена более мелкими элементами (например, креплениями).

Перед началом создания геометрической модели необходимо проанализировать функциональное назначение каждого элемента изделия и его место в структуре объекта, стратегию построения его виртуальной модели и необходимость внесения изменений в конструкцию при доводке изделия или в процессе модернизации.

Поскольку современные САЕ – системы позволяют решать ряд задач в области моделирования течения различных сред, прочностные задачи, моделирование теплообмена через твёрдую стенку и комбинированные задачи, то в соответствии с поставленной задачей, расчётная область соответственно может содержать в себе следующую геометрию:

- внутренняя область течения без твердотельных стенок для расчёта газовой динамики;
- твердотельные стенки для расчёта прочности;
- область течения вместе с твердотельными стенками для расчёта сопряжённых задач (например, теплонапряжённого состояния).

Рассмотрим построение твердотельных моделей основных элементов камеры сгорания.

Построение моделей корпусов и жаровых труб камер сгорания

Построение трёхмерных моделей корпусов и жаровых труб камер сгорания выполняется по схожим технологиям, при этом построение модели жаровой трубы с точки зрения реализации сложнее, поэтому в качестве примеров рассмотрим именно его.

В ранних ГТД и в современных ГТУ (в качестве выносных) часто используются трубчатые камеры сгорания. Рассмотрим построение жаровой трубы двигателя ВК-1 (рисунок 8.1).

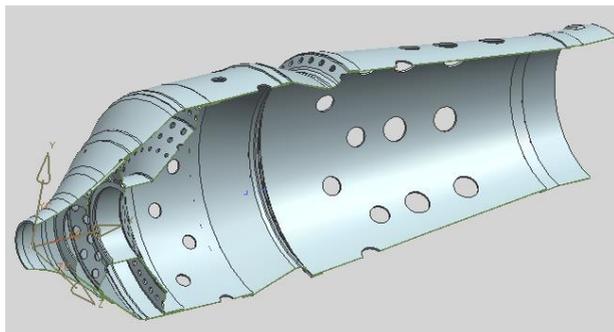


Рисунок 8.1 – Жаровая труба ВК-1

Жаровая труба ВК-1 имеет осесимметричную конструкцию, поэтому для построения 3D модели достаточно использовать профиль предварительно обмеренной жаровой трубы, показанный на рисунке 8.2.

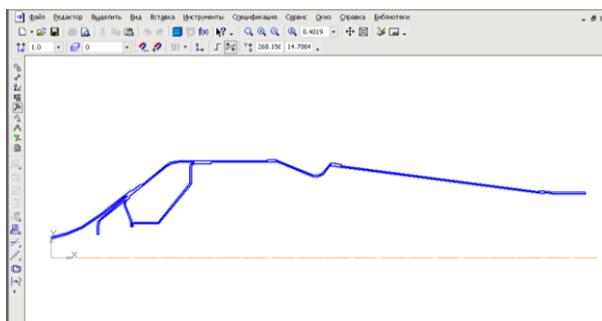


Рисунок 8.2 – Профиль индивидуальной жаровой трубы, полученный по обмерам реального образца

Для полученного профиля используем операцию «Вращение» вокруг выбранной оси и создаём тело вращения. Следующим шагом создания модели является формирование и расположение отверстий подвода воздуха. Отверстия создаются в следующей последовательности:

1) задаём точку на пересечении трёх дополнительных координатных плоскостей (рисунок 8.3);

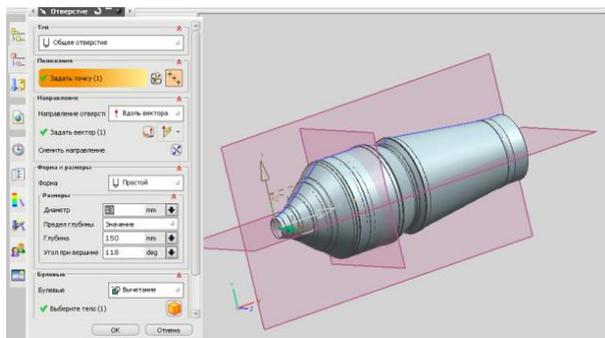


Рисунок 8.3 – Построение точки пересечения координатных плоскостей

- 2) задаём направление отверстия – «Вдоль вектора»;
- 3) задаём вектор – OZ ;
- 4) задаём диаметр отверстия и его глубину;
- 5) задаём тело – модель жаровой трубы и выполняем отверстие (рисунок 8.4).

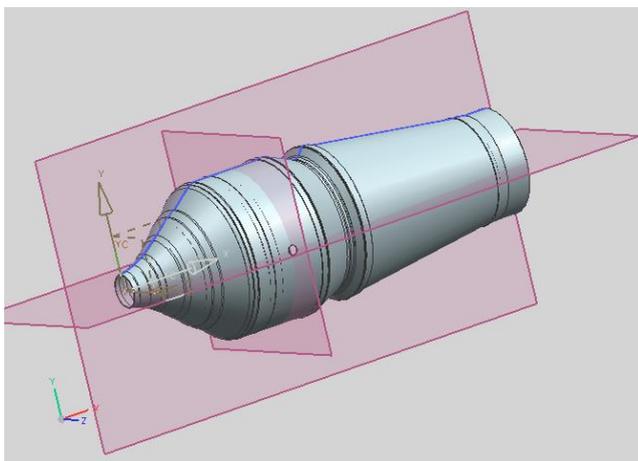


Рисунок 8.4 – Создание отверстия

Для простоты построения остальных отверстий на данной плоскости используем операцию «Массив элементов» (рисунок 8.5).

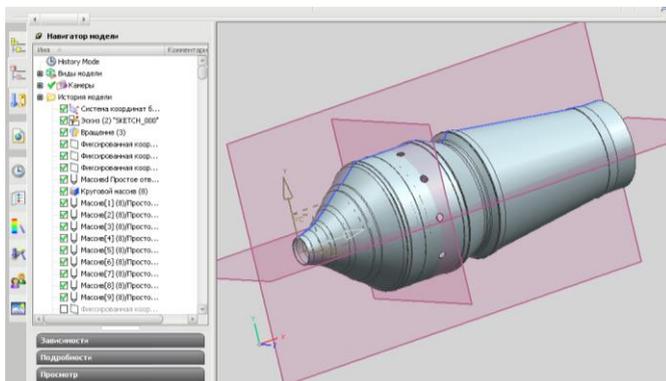


Рисунок 8.5 – Получение массива отверстий на жаровой трубе

Аналогично могут быть получены пояса с другими отверстиями. Рассмотрим построение модели жаровой трубы кольцевой камеры сгорания.

Основными элементами кольцевой жаровой трубы являются внутренняя и внешняя обечайки. Большинство современных жаровых труб такой конструкции состоит из нескольких кольцевых секций. Существует два способа построения сборки такой жаровой трубы. С помощью первого производится построение каждой секции в отдельном файле, а затем, с помощью специальных инструментов позиционирования, создаётся сборка. Во втором способе проводится построение всех секций в одном файле, причём эскиз каждой секции располагается в месте его конечного положения в сборке данной секции. Во втором способе теряется взаимосвязь между секциями, определяемая условиями сборки.

Построение секции удобно осуществлять вращением эскиза вокруг оси. При создании 3D модели реально существующего изделия необязательно проводить непосредственные измерения геометрических параметров его конструктивных элементов и их взаимного расположения, так как это длительный и трудоёмкий процесс. В некоторых случаях достаточно иметь доступ к конструкторской документации (чертежам, их электронным и бумажным копиям, фотографиям, эскизам), чтобы на их основе создать плоские электронные чертежи, которые в процессе построения могут быть параметризованы. Параметрические модели создаются по принципу от простого к сложному, то есть от

2D чертежа к 3D модели, при этом трёхмерные объекты получаются из плоских, путём вытягивания, вращения и т.д.

На рисунке 8.6 приведён плоский электронный чертёж кольцевой камеры сгорания.

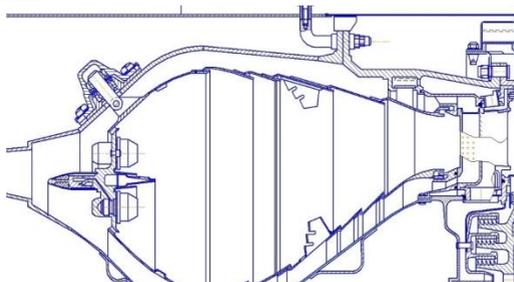


Рисунок 8.6 – Исходный плоский чертёж кольцевой камеры сгорания

Контуры требуемой области и ось двигателя необходимо перенести в отдельный фрагмент и окончательно отредактировать (убрать лишние линии, штриховку, местные разрезы, от отверстий оставить только осевые линии) (рисунок 8.7). После редактирования геометрия экспортируется в NX.

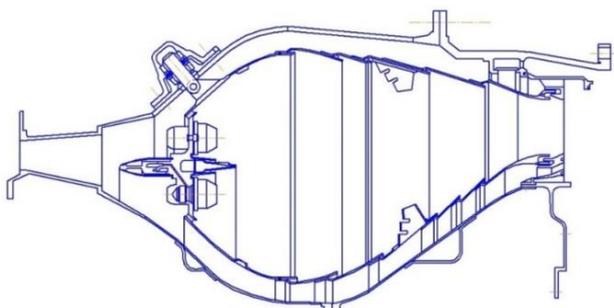


Рисунок 8.7 – Отредактированный плоский чертёж камеры сгорания

Отредактированная геометрия не является параметрической, а представляет собой набор линий и кривых в пространстве, поэтому для дальнейших операций её необходимо преобразовать в эскиз. Создаётся вспомогательная плоскость, лежащая в плоскости импортированной геометрии, а на ней эскиз, в который проецируются имеющиеся линии и кривые (для чего например может

использовать пункт меню: *Вставить > Кривая по кривой > Проецирование*). После проверки замкнутости контуров сплошных деталей при необходимости проверяются и/или накладываются геометрические ограничения или размеры (рисунок 8.8). Теперь возможна параметризация размеров.

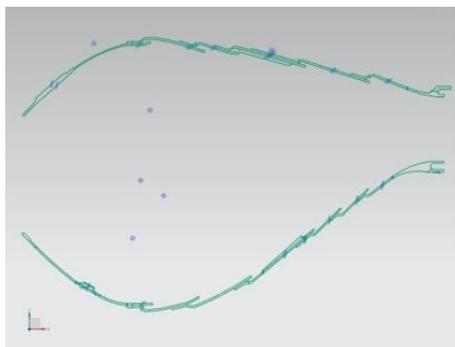


Рисунок 8.8 – Эскиз камеры сгорания

Рассматриваемая жаровая труба является осесимметричным телом вращения, осью которой является ось ротора двигателя. Поэтому для получения модели жаровой трубы в объёме, проводим операцию «*Вращение*» (рисунок 8.9).

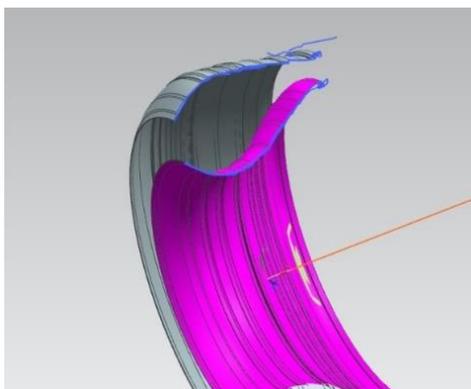


Рисунок 8.9 – Выполнение операции «*Вращение*»

После построения объёмных тел, выполняется создание конструктивных элементов. В нашем случае это отверстия, пазы,

бобышки. Отверстия создаются следующим образом: при клике по соответствующей иконке на панели инструментов, вызывается операция «отверстие», в графе «начальная точка» указывается точка на осевой линии отверстия, в графе «направление» указывается «вектор». Затем в графе «глубина» указывается «до выбранного» и выбирается нужная поверхность. В графе «диаметр» указывается необходимый размер отверстия и производится нажатие кнопки «применить». Если отверстие построено правильно, то не выходя из меню «отверстие» повторяются все предыдущие операции для остальных отверстий.

В жаровой трубе конструктивные элементы (в том числе и отверстия) часто распределены в определённой закономерности, например, по окружности. Для построения таких элементов удобно использовать операцию «Массив элементов» (рисунок 8.10).

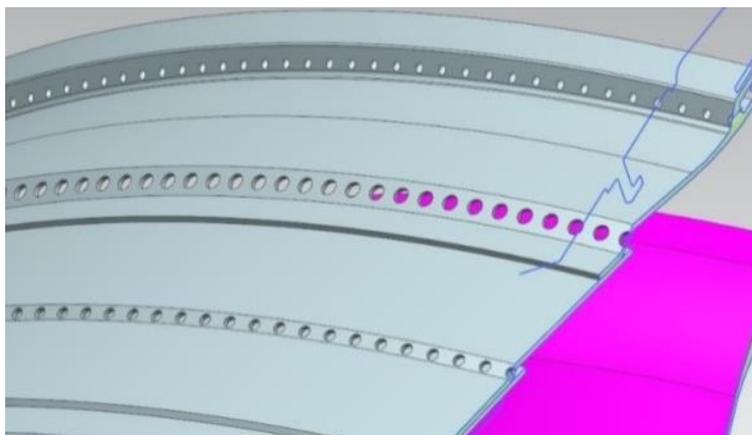


Рисунок 8.10 – Построение массива отверстий

Создание элементов подвода вторичного воздуха проводится следующим образом. Для построения отверстий с отбортовкой в месте расположения осевых линий строятся цилиндрические элементы операцией «Вытягивание», по оси которых затем строят отверстия. На полученном элементе выполняют необходимые скругления и фаски. Последовательность действий по построению отверстий с отбортовкой показана на рисунке 8.11.

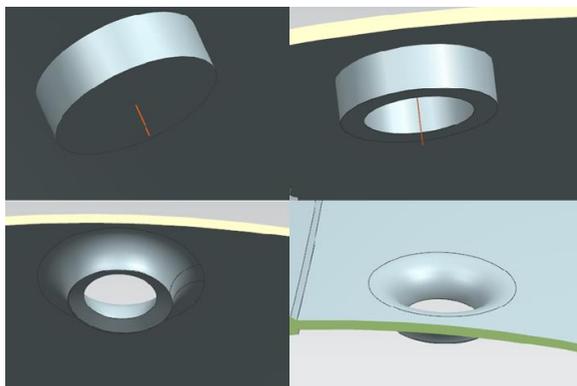


Рисунок 8.11 – Последовательность построения отверстия с отбортовкой

Одним из самых сложных для построения элементов в конструкции жаровой трубы, являются воздухоподводящие карманы (патрубки). Принципиально возможно использование нескольких способов их построения. Рассмотрим один из них.

Воздухоподводящий патрубок удобно строить по сечениям, так как обычно сечение патрубка плоскостью, параллельной основанию, представляет собой фигуру, похожую на овал и состоящую из двух дуг, расположенных друг против друга и соединённых отрезками прямых линий. Сечение основания строим на плоскости XOY глобальной системы координат (рисунок 8.12).

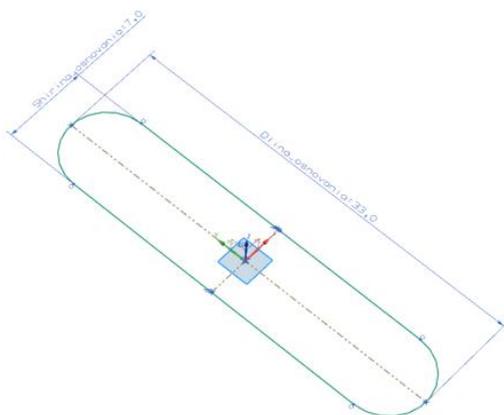


Рисунок 8.12 – Эскиз основания

Затем на необходимых расстояниях от первого сечения проводим построение остальных сечений (рисунок 8.13).

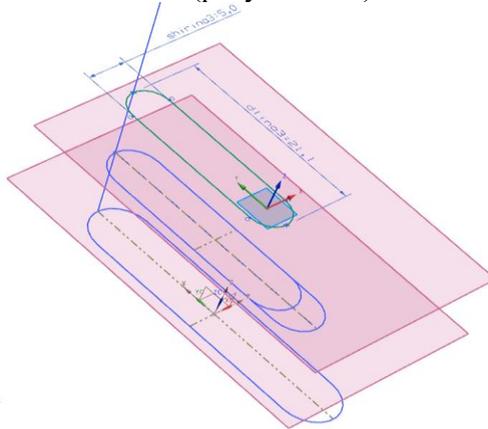


Рисунок 8.13 – Построение сечений

С помощью операции «Заметание» проводим начальное формирование кармана (рисунок 8.14).

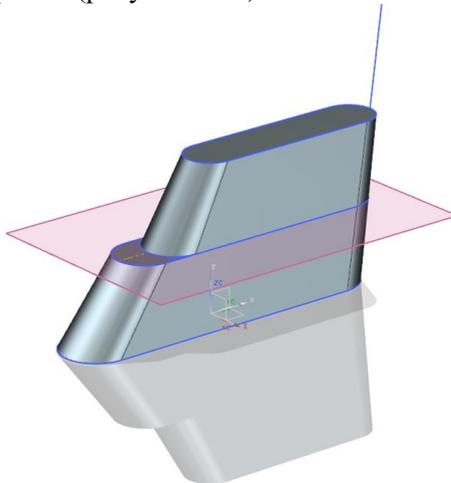


Рисунок 8.14 – Формирование кармана

Операцией «Оболочка» формируем требуемую толщину стенки. В плоскости YOZ создаём эскиз паза под необходимым углом к вспомогательной плоскости (рисунок 8.15).

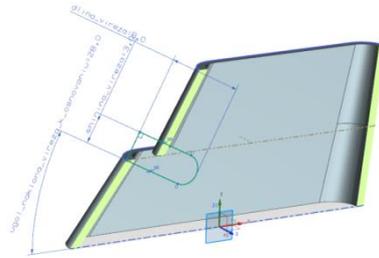


Рисунок 8.15 – Формирование эскиза выреза

Операцией «*Вытягивание*» с булевой операцией «*Вычитание*» вырезаем паз из кармана (рисунок 8.16).

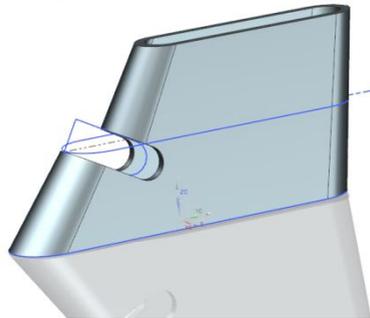


Рисунок 8.16 – Вырезание паза

На второй вспомогательной плоскости создаём ещё один эскиз сечения. Затем создаём третью вспомогательную плоскость, параллельную двум предыдущим в которой проводим построение ещё одного сечения (рисунок 8.17).

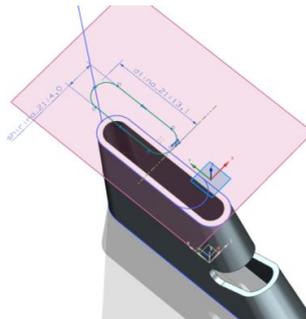


Рисунок 8.17 – Построение дополнительных эскизов

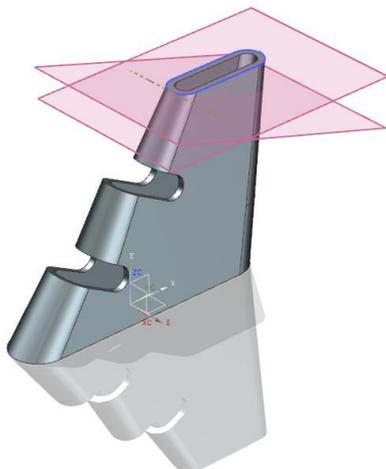


Рисунок 8.20 – Формирование верхней части кармана

Булевой операцией «Объединение» собираем все элементы детали в одно целое. Окончательно получаем модель кармана, показанную на рисунке 8.21.

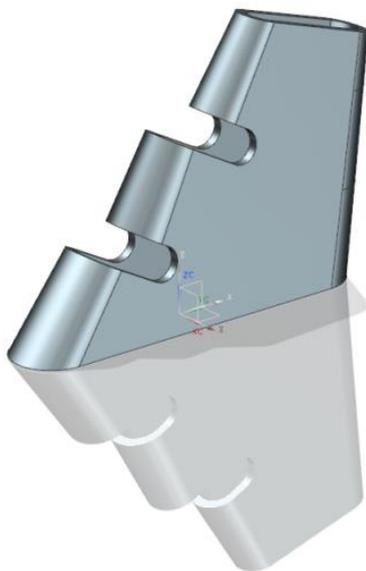


Рисунок 8.21 – Модель кармана

3) создаём эскиз сопла форсунки (рисунок 8.24).

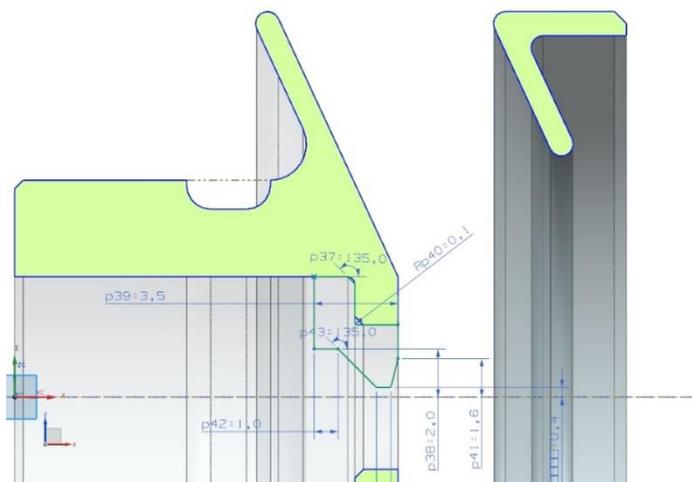


Рисунок 8.24 – Эскиз сопла форсунки

4) вращая полученный эскиз получаем сопло форсунки. Ось вращения служит ось OX (рисунок 8.25).

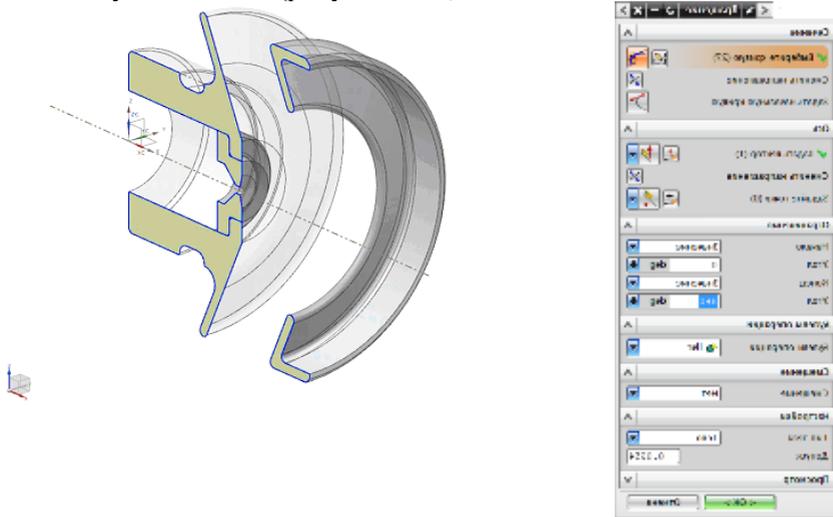


Рисунок 8.25 – Создание тела сопла форсунки операциями «Вращение»

5) переходим к созданию лопаток завихрителя. Между основанием корпуса и фланцем форсунки создаем вспомогательную плоскость, параллельную YOZ . Поскольку в рассматриваемом случае лопатка завихрителя имеет переменное сечение, необходимо построить сечения двух оснований, которые создаются в эскизах на вспомогательных поверхностях (рисунок 8.26).

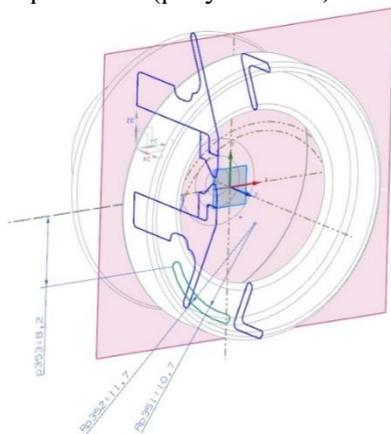


Рисунок 8.26 – Создание эскизов оснований лопатки

б) операцией «*Поверхность по сечениям*» создаем тело лопатки (рисунок 8.27).

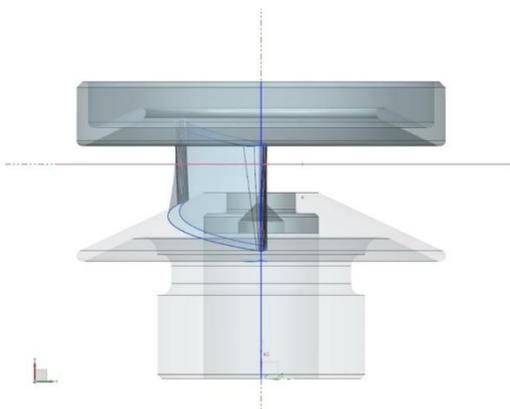


Рисунок 8.27 – Формирование тела лопатки операцией «*Поверхность по сечениям*»

9) вращаем эскиз шнека, скругляем необходимые грани, а для паза подвода топлива создаем эскиз окружности на основании шнека для последующего вытягивания.

10) операцией «Вытягивание» вырезаем пазы из шнека. Создаем круговой массив прорезей операцией (рисунок 8.30).

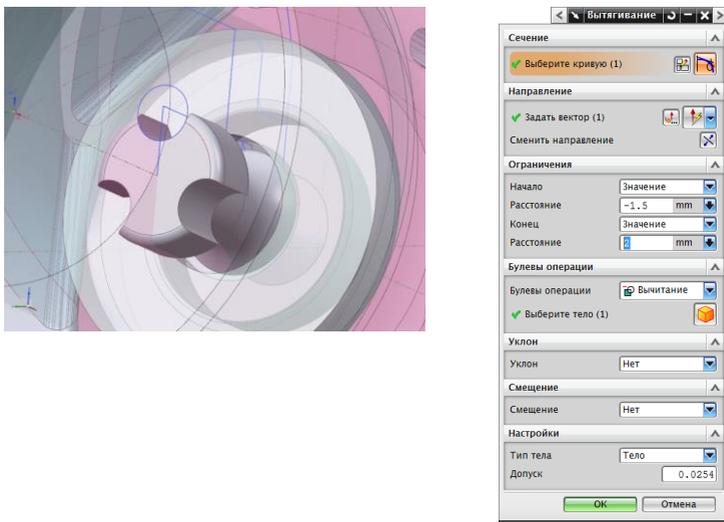


Рисунок 8.30 – Создание пазов

11) выполняем канавки на шнеке (рисунок 8.31);

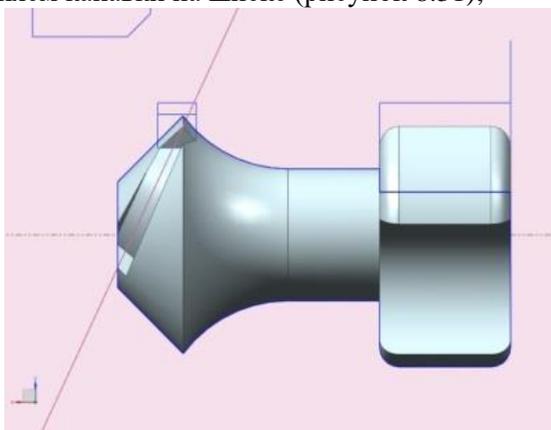


Рисунок 8.31 – Построение канавки

12) создаём круговой массив вырезов и канавок (рисунок 8.32) .

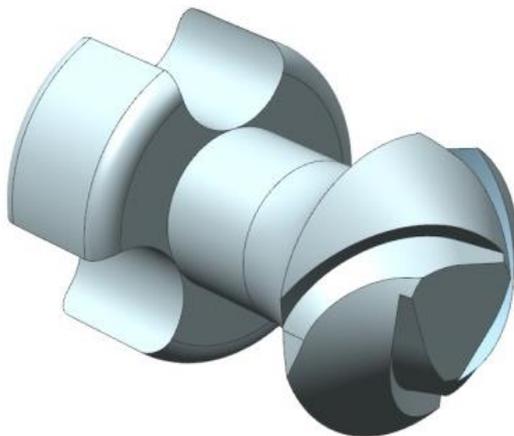


Рисунок 8.32 – Построение кругового массива вырезов и канавок

13) Создаём спираль с указанием количества витков и основания пружины (рисунок 8.33).

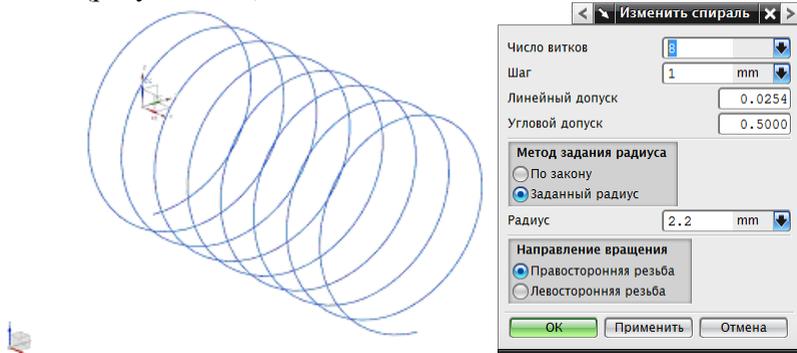


Рисунок 8.33 – Построение спирали пружины

14) операцией «Труба» задаем толщину спирали, полученная пружина показана на рисунке 8.34.

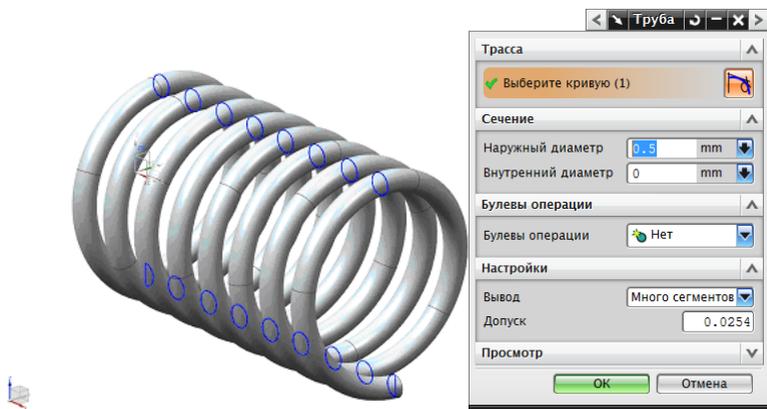


Рисунок 8.34 – Модель пружины

15) проверка готовой модели (рисунок 8.35).

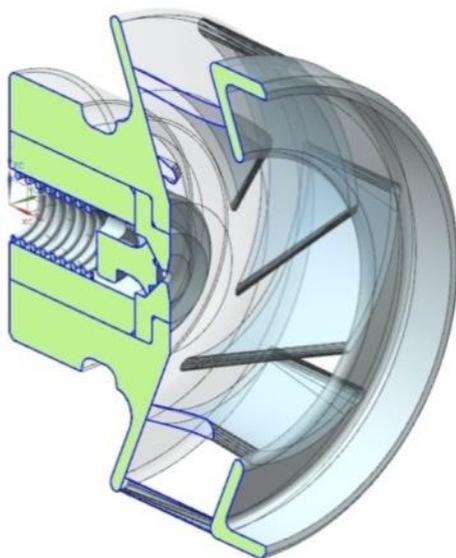


Рисунок 8.35 – Модель горелки

Последовательность построения горелки с струйной форсункой принципиально аналогична (рисунок 8.36).

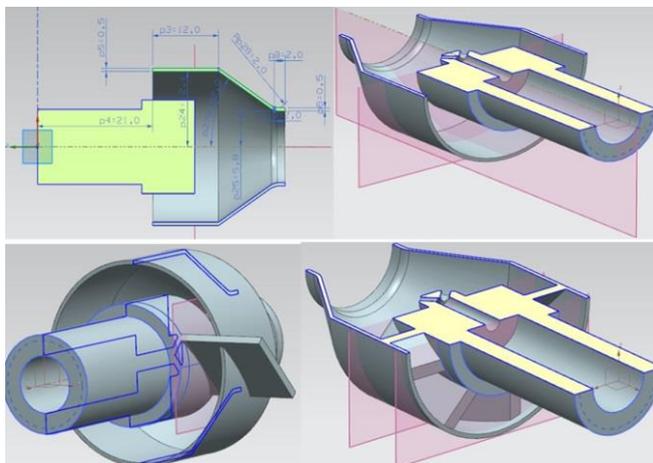


Рисунок 8.36 – Создание модели горелки со струйной форсункой

На основе созданных элементов выполняется геометрическая модель камеры сгорания. Рассмотрим в качестве примера построение геометрической модели с помощью пакета Siemens PLM NX. Эскиз продольного сечения камеры сгорания представлен на рисунке 8.37.

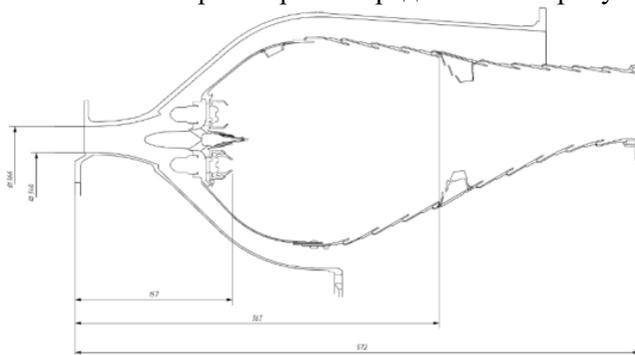


Рисунок 8.37 – Эскиз моделируемой камеры сгорания

Корпус камеры сгорания состоит из двух отдельных секций, соединяющихся с помощью фланцев, а также замка, удерживающего внешнюю обечайку жаровой трубы (рисунок 8.38). Проводим построение внешней части корпуса:

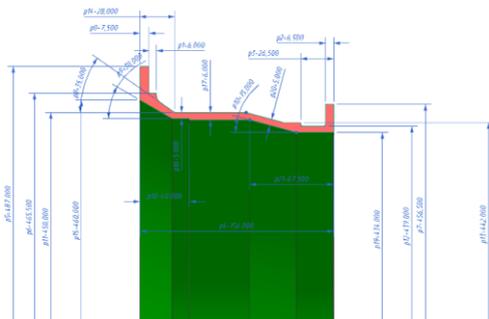


Рисунок 8.38 – Построение внешней части корпуса КС

Затем проводим построение двух секций внутренней части корпуса (рисунок 8.39).

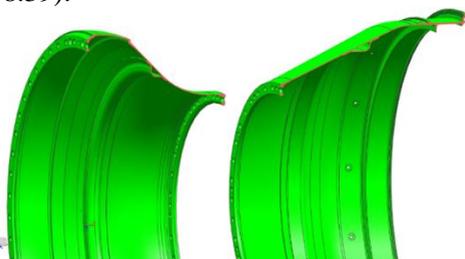


Рисунок 8.39 – Трёхмерные модели секций внутренней части корпуса

Объединяем внешнюю и внутреннюю части корпуса в сборку (рисунок 8.40).

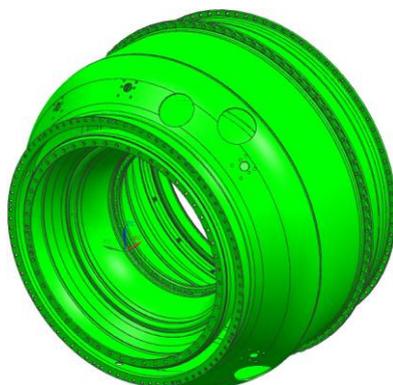


Рисунок 8.40 – Трёхмерная модель корпуса КС в сборе

Переходим к построению фронтального устройства. Оно состоит из нескольких элементов: фронтальной плиты, разделителя потока и воздушного коллектора. Во фронтальной плите расположено два контура форсунок.

Моделирование фронтальной плиты начинают с построения эскиза поперечного сечения заданной формы, при вращении которого получается необходимая заготовка. Ей придаются необходимые скругления и фаски, создаются каналы для подвода топлива, необходимые отверстия для форсунок и подвода воздуха. Законченная геометрическая модель фронтальной плиты представлена на рисунке 8.41.

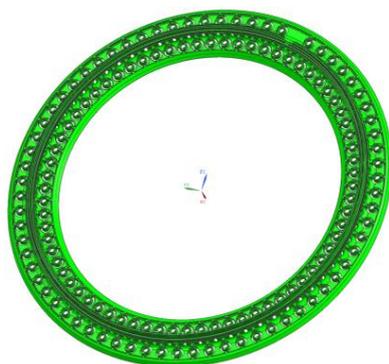


Рисунок 8.41 – Общий вид трёхмерной модели фронтальной плиты

Затем выполняем построение форсунок (рисунок 8.42).

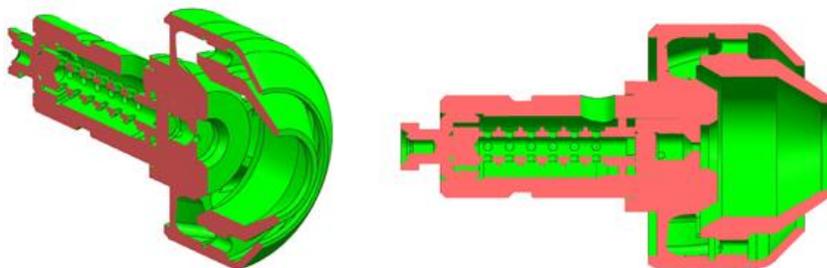


Рисунок 8.42 – Трёхмерная модель форсунки

Переходим к построению секций жаровой трубы. Её трёхмерная модель с фронтальной плитой представлена на рисунке 8.43.

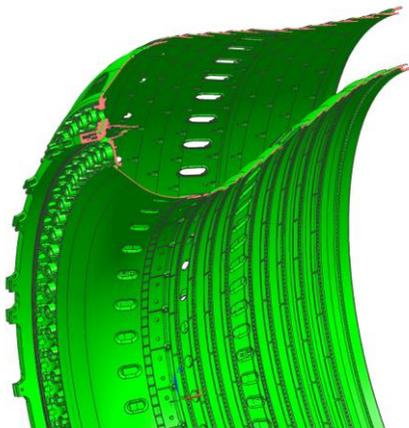


Рисунок 8.43 – Трёхмерная модель жаровой трубы

Затем проводится построение крепёжных элементов, которые устанавливаются на корпус камеры сгорания (рисунок 8.44).

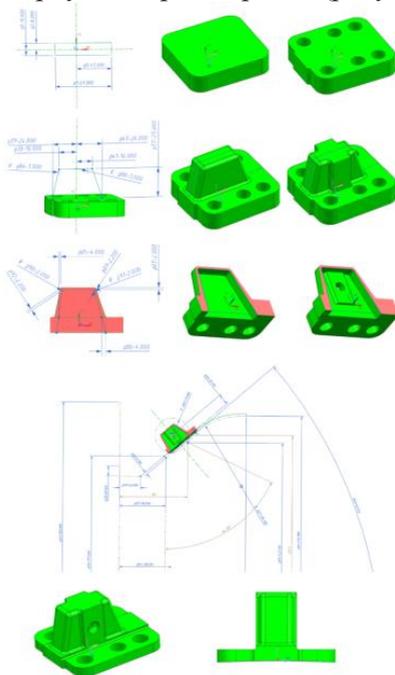


Рисунок 8.44 – Последовательность построения крепёжного элемента

Проводим построение элемента крепления жаровой трубы к корпусу (рисунок 8.45). Выполняем его непосредственно на корпусе жаровой трубы.

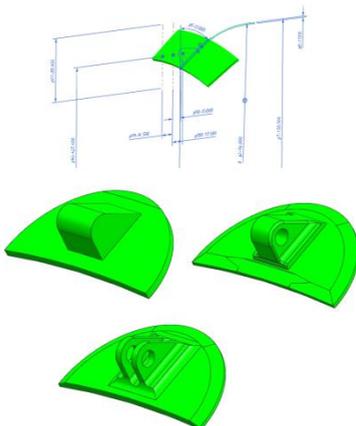


Рисунок 8.45 – Построение трёхмерной модели крепёжного элемента

Построение воспламенителя проводим в два этапа. Первый этап – построение посадочного места на корпусе (рисунок 8.46) и жаровой трубе. Второй этап – построение непосредственно самого воспламенителя.

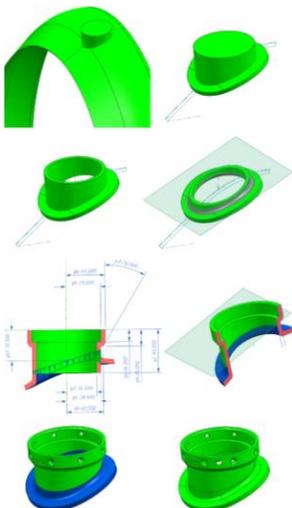


Рисунок 8.46 – Моделирование места крепления воспламенителя

После построения отдельных элементов и узлов КС с помощью технологии WAVE производится их сборка с получением законченной модели КС. Принципиально технология WAVE позволяет создавать связи в сборке между компонентами и их исходными моделями. При этом изменение модели отдельного элемента будет производить к изменению связанных с ним в сборке элементов.

На рисунке 8.47 представлена геометрическая модель после сборки всех элементов.

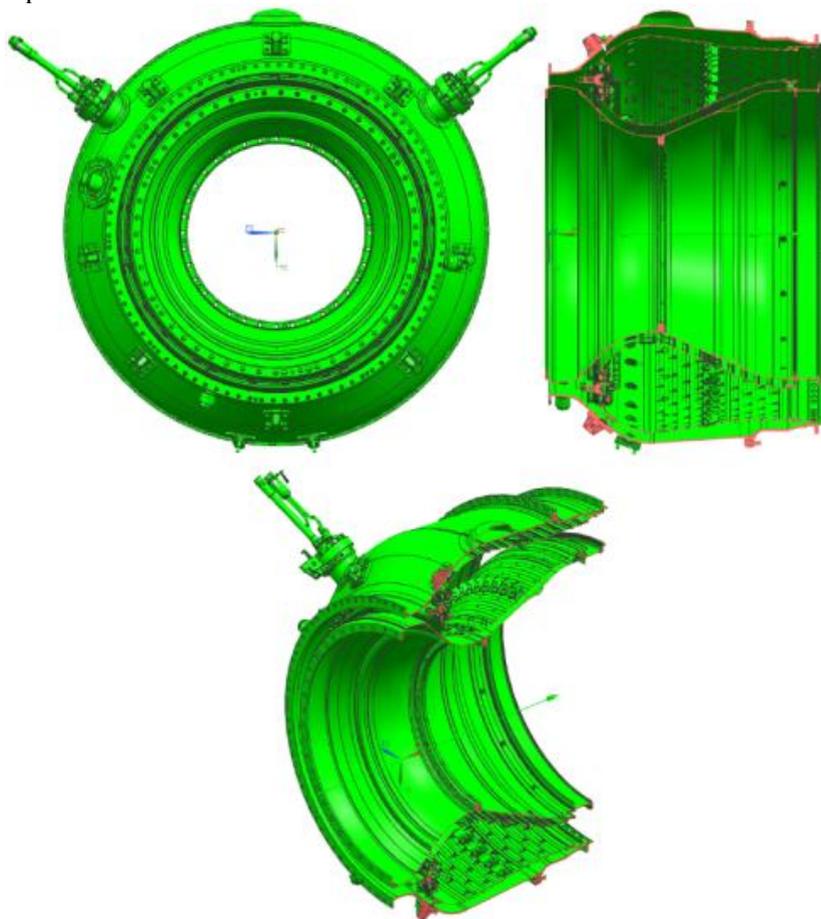


Рисунок 8.47 – Трёхмерная геометрическая модель камеры сгорания

8.3.2.2 Построение сеточной модели

Выделение расчётной области из модели камеры сгорания

Для моделирования процессов в камерах сгорания ГТД и ГТУ с помощью САЕ-систем необходимо создать сеточную модель расчётной области. При газодинамическом расчёте по своему характеру расчётная область кардинально отличается от геометрической модели камеры сгорания, которая представляет собой набор твердотельных элементов, моделирующих детали КС.

Основной проблемой численных расчётов на ЭВМ, является нехватка мощностных ресурсов машин. Поэтому для сокращения объёма используемой памяти ЭВМ обычно расчёт проводится только для части области течения газа в камере сгорания. Важнейшим требованием к этой части является её периодичность относительно какой-либо оси или плоскости симметрии. В нашем примере выделен сектор, в который входит по две форсунки из каждого контура. Эскиз выделенного сектора представлен на рисунке 8.48.

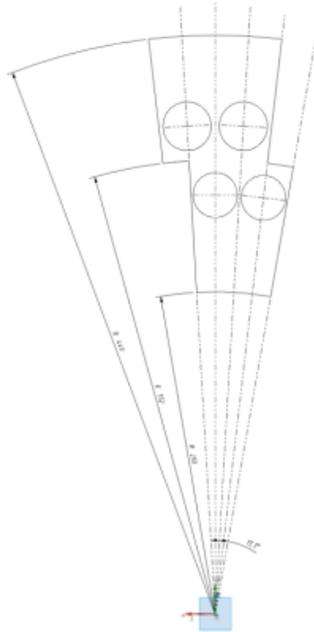


Рисунок 8.48 – Эскиз расчётного сектора
(вид в плоскости перпендикулярной оси КС)

Далее из всей модели камеры сгорания был выделен участок, соответствующий расчётному сектору (являющемуся его проекцией на плоскость перпендикулярную оси камеры) (рисунок 8.49).

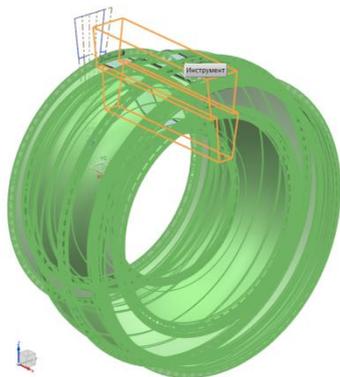


Рисунок 8.49 – Выделение расчетного участка камеры сгорания

На рисунке 8.50 показано то, что должно получиться при выделении из модели камеры сгорания расчётного участка.

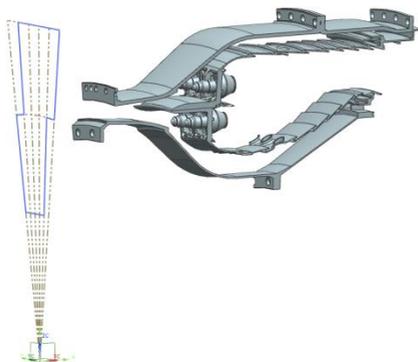


Рисунок 8.50 – Расчётный участок камеры сгорания

Создание расчетной области камеры сгорания

Расчётная область – объём выделенный из объёма камеры сгорания в котором будут проводится исследования рабочего процесса, не содержащий металлических частей.происследуются. Создание расчетной области выполняется следующим образом.

Строятся боковые поверхности, ограничивающие полученный сектор. После этого создаются поверхности на входе, выходе и внутри корпуса камеры сгорания, необходимые для ограничения объёма, который после операции «Шивка», становится твёрдым телом (рисунок 8.51).

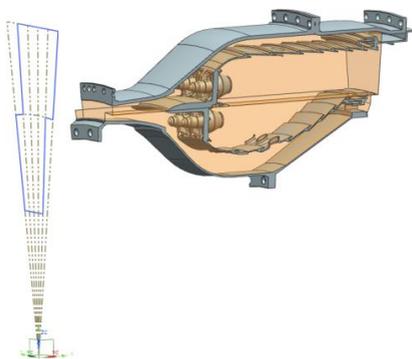


Рисунок 8.51 – Операция «Шивка»

Из полученного твердотельного объекта вырезается жаровая труба со всеми её элементами и другие тела, кроме объема в котором реализуется течение рабочего тела. Виды готовой модели показаны на рисунке 8.52.

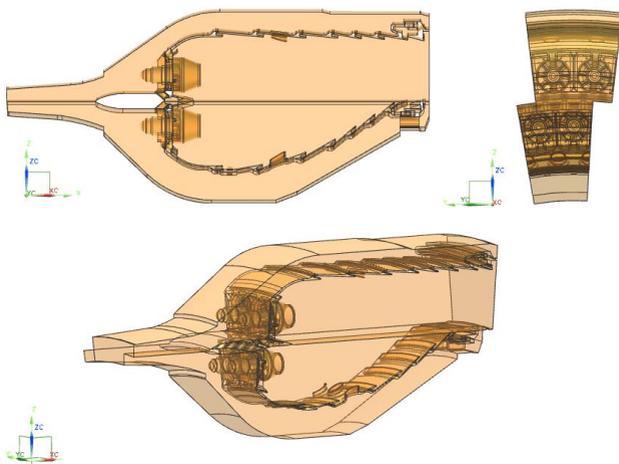


Рисунок 8.52 – Выполненная модель расчётной области

Генерирование сеточной модели для расчётной области

Под генерированием сеточной модели расчётной области понимается дискретизация пространства расчётной области. Построение сетки является важной частью компьютерного инженерного моделирования (CAE), а её качество определяет точность, сходимость и скорость получения решения. Время, затраченное на создание сетки, часто занимает значительную часть в общем времени реализации компьютерного инженерного расчёта.

Расчётные сетки могут быть нескольких типов: регулярные, блочные, неструктурированные и гибридные. Первые при решении задач газовой динамики позволяют легко реализовать вычислительный алгоритм и получить выигрыш в времени счета. Однако генерация таких сеток для столь сложных объектов как камеры сгорания не всегда возможна. Блочные сетки позволяют разбивать расчётные области на ряд подобластей простой формы, при этом для всей области сетка является неструктурированной, а для отдельной подобласти – регулярной. По той же вышеуказанной причине возможности использования таких сеток для камер сгорания ограничены. В настоящее время для объектов, аналогичных камер сгорания ГТД, широко используются неструктурированные сетки, которые могут быть построены за приемлемое время. Однако в этом случае выигрыш в времени на построение сетки нивелируется тем, что усложняется алгоритм счета и увеличивается объем необходимой памяти. В последнее время наметилась тенденция по использованию в расчётах гибридных сеток, которые представляют собой комбинацию регулярных и неструктурированных сеток в различных подобластях модели. Это позволяет оптимизировать затраты времени на создание сетки и расчёт, что чрезвычайно важно, так как по имеющимся данным генерация сетки занимает до 40% и больше от общего времени подготовки расчёта.

Сеточные модели для расчёта характеристик рабочего процесса КС включают в себя газодинамическую область камеры сгорания, а для расчёта прочности – элементы её конструкции.

Стремление повысить достоверность расчётов характеристик КС привело к потребности использования геометрических моделей, включающих в себя соседние с камерой сгорания узлы (компрессор, турбина) или их элементы (рисунок 8.53). Общие подходы к

созданию сеточных моделей для них в целом соответствуют с подходами к созданию сеточных моделей камер сгорания.

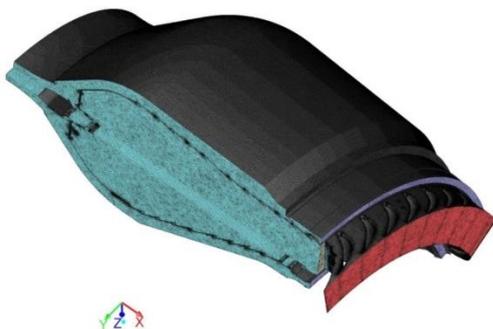


Рисунок 8.53 – Конечно-элементная сетка расчётной области камеры сгорания и соплового аппарата

Сеточные модели для расчёта температурного состояния КС являются сопряжёнными рисунок 8.54.

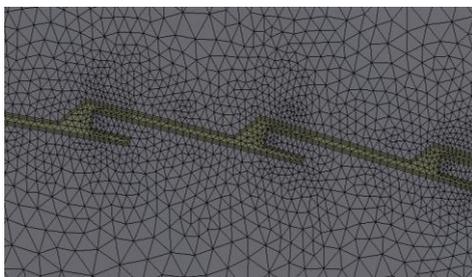


Рисунок 8.54 – Сопряжённая конечно-элементная сетка «твёрдое тело-газ»

Для уменьшения ошибки пространственной дискретизации необходимо проводить исследование зависимости результатов расчёта от конечно-элементной сетки.

Качество конечно-элементной сетки характеризует её соответствие условиям решаемой задачи. Основными параметрами качества сетки являются:

- скошенность (Skewness);
- соотношение размеров (Aspect Ratio);
- изменение размеров элементов.

Скошенность является одним из самых основных показателей качества элементов конечно-элементной сетки и определяет отклонение формы элемента от идеальной (рисунок 8.55).

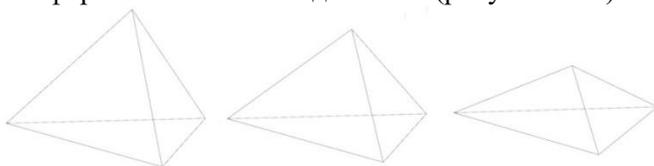


Рисунок 8.55 – Тетраэдральные элементы с различной скошенностью

Скошенность может определяться двумя способами:

1) методом, основанным на определении объема равностороннего элемента (применяется только для треугольников и четырехгранников).

$$\text{Скошенность} = \frac{\text{размер оптимального элемента} - \text{размер элемента}}{\text{размер оптимального элемента}} \quad (8.1)$$

2) методом, основанным на угловом отклонении размеров элемента и применяемом для всех типов поверхностных и объёмных элементов.

$$\text{Скошенность} = \max \left(\frac{\theta_{\max} - \theta_e}{180 - \theta_e}, \frac{\theta_e - \theta_{\min}}{\theta_e} \right), \quad (8.2)$$

где θ_e – угол равностороннего элемента (60 для треугольников и четырехгранников, и 90 для четырехугольников и шестигранников).

Высокую скошенность использовать не рекомендуется. Обычно значение скошенности составляет не более 0,95. Тем не менее, этот показатель сильно связан с физикой процесса и местоположением элемента.

Имеется следующая классификация качества сетки по скошенности:

- 0-0,25 наилучшее;
- 0,25-0,5 очень хорошее;
- 0,5-0,8 хорошее;
- 0,8-0,95 приемлемое;
- 0,95-0,98 плохое;
- 0,98-1,0 неприемлемое.

Соотношение размеров элемента определяется отношением размеров самой длинной стороны элемента к самой короткой стороне. Идеальное значение равно 1, (например, для квадрата).

Изменение размеров элементов определяется как отношение объёма (или площади для 2D сетки) элемента к объёму соседнего.

Отрицательные элементы появляются, если расчётная область имеет вырожденные ячейки. Расчёт задачи с отрицательными элементами невозможен.

На качество сетки оказывают влияние множество различных факторов, например, особенности геометрической модели, разрешающая способность сетки, типы используемых при генерации сетки методов и функций, наличие пограничного слоя. Рассмотрим подробнее каждый из них.

1) результаты CAD построения, это:

- маленькие отрезки, острые углы между рёбрами и гранями;
- маленькие зазоры между прямыми и поверхностями;
- несоединённые геометрически элементы.

Исправление этих недостатков производится на этапе создания геометрии или при помощи виртуальной топологии.

2) разрешающая способность сетки:

- геометрия с резкими изменениями, неоднородностями и/или небольшими элементами требует большего сеточного разрешения;
- распределение сетки в местах особенностей или высоких градиентов физических параметров. Например, при описании пограничного слоя.

Неподходящее разрешение и распределение может привести к большому изменению размера ячеек, отношению сторон и/или скошенности.

1) типы используемых сеточных функций.

Неподходящее использование (или не использование) расширенных размерных функций (РРФ) может привести к плохому качеству сетки. Использование РРФ необходимо в случаях с геометрией, содержащей элементы с высокой кривизной, щелями, элементами малой относительной протяжённости.

2) методы Мешинга (генерации сетки).

В различных программах генерации сетки существуют различные программные алгоритмы и методы генерации сетки. Выбор метода зависит от геометрии и цели задачи (структурный анализ, CFD).

Использование неподходящего метода может привести к появлению элементов с низким качеством. Проще всего генерировать сетки на геометрии, в основе которой лежит тело вытягивания.

3) погранслоя.

Наличие пограничного слоя (призматических слоёв элементов) так же может оказать существенное на качество КЭ. При генерации погранслоёв необходимо обращать внимание на качество непосредственно поверхности, качество поверхностной сетки, настройки погранслоя.

Для расчётов в ANSYS Fluent к элементам конечно-элементной сетки предъявляются следующие требования по качеству:

- по скошенности: для шестигранников, треугольников и четырёхугольников – скошенность должна быть меньше 0,8, для четырёхгранников – менее 0,9;

- по соотношению сторон значение должно быть менее 40, но это предельное значение зависит от характеристик потока, например, значения более 50 допускаются для элементов пограничного слоя;

- по изменению размера элемента - лежать в пределах от 1 до 2.

Для повышения качества сетки могут использоваться следующие стратегии:

CAD очистка

Некоторые программные продукты содержат в себе инструментарий работы, очистки и упрощения геометрии:

- упрощение геометрии в виде удаления мелких элементов (узких поверхностей, щелей, зазоров и т.д.);

- объединение объектов малой размерности;

- объединение поверхностей для уменьшения их количества;

- декомпозиция геометрии в виде разделения сложной геометрии на несколько более простых, связь между которыми сохраняется;

- удаление объектов, не имеющих влияния на моделируемый процесс;

- добавление геометрии;

Виртуальная топология

Одним из самых эффективных инструментов по упрощению геометрии и улучшению качества сетки является создание виртуальной топологии на базе геометрической модели (такая возможность имеется не во всех пакетах). Суть виртуальной

топологии состоит в задании на множестве процессов некоторой структуры, определённым образом упорядочивающей эти процессы. Так, например, использование этого инструмента может автоматически выполнить присоединение, в случае наличия плавного перехода, поверхностей с малой площадью к соседним.

Управление сгущением

Сгущение сетки позволяет разрешать мелкие объекты (небольшие линии или узкие поверхности) на уровне сетки.

Основные рекомендации:

- объёмную сетку можно назвать неприемлемой для расчёта, если она удовлетворяет одному или более из следующих условий:

- очень высокая скошенность (>0.98);
- вырожденные элементы (скошенность около 1);
- отрицательные объёмы.
- качество сетки может быть увеличено с помощью:
 - увеличения качества поверхностной сетки;
 - перемещения узлов сетки;
 - использования САД пакетов для устранения проблемной геометрии (острые углы, короткие линии), объединение поверхностей, декомпозиции объёмов;
 - средств отчистки для упрощения геометрии;
 - различных методов задания общих или локальных размеров элементов и параметров;
 - сгущения сетки для разрешения мелкой геометрии;
 - использования виртуальной топологии для упрощения геометрии.

Рассмотрим пример построения сеточной модели для камеры сгорания. Алгоритм подготовки сеточной модели предполагает следующие действия.

Геометрическую модель расчётной области, полученную ранее, импортируем в сеточный генератор, например, ANSYS Mesher и выбираем предварительные настройки генерирования сетки (рисунок 8.5б). Определяем граничные зоны и задаём им имена. Положение граничных зон лучше определить на этапе генерирования сетки, хотя их тип может быть изменён позднее, при задании граничных условий.

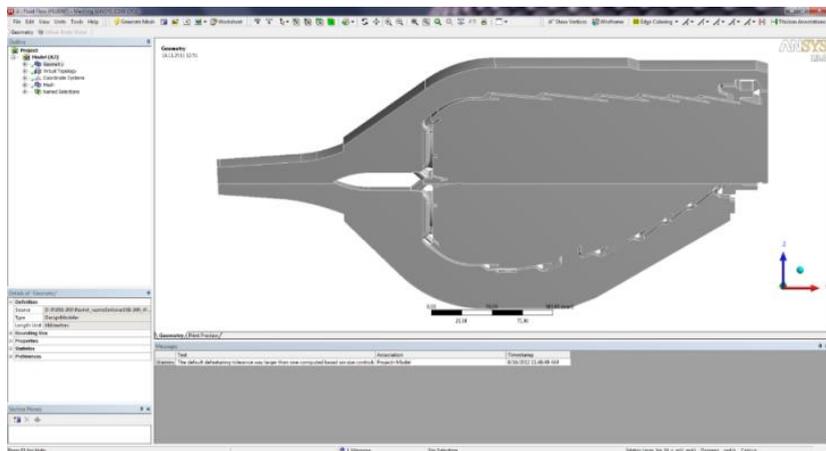


Рисунок 8.56 – Импорт геометрической модели

Под граничными зонами понимаются поверхности входа и выхода рабочего тела из расчётной области, а также непроницаемые боковые стенки. В зависимости от целей расчёта используются различные типы задания граничных условий.

На рисунке 8.57 представлено расположение границы входа потока в расчётную область.

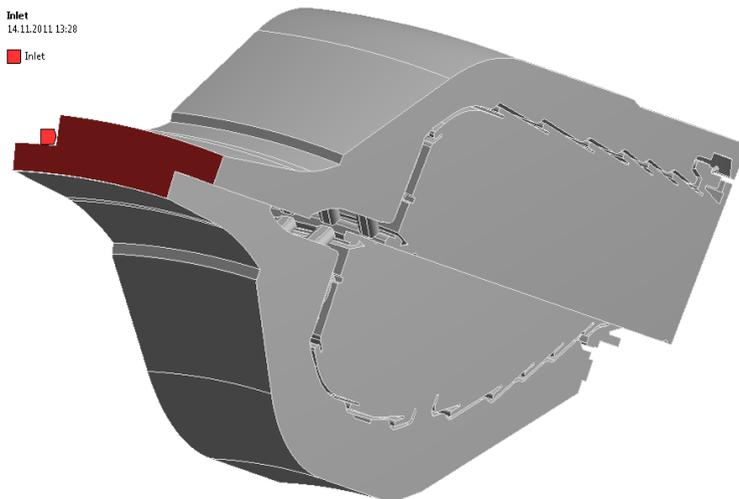


Рисунок 8.57 – Граница входа потока в расчётную модель

На рисунке 8.58 показаны выходные границы. 8.58 (а) – выход из камеры сгорания, 8.58 (б) – границы отбора воздуха (если необходимо учесть отбор воздуха). При расчёте без отбора воздуха из КС границы отбора заменяются на непроницаемые адиабатные стенки.

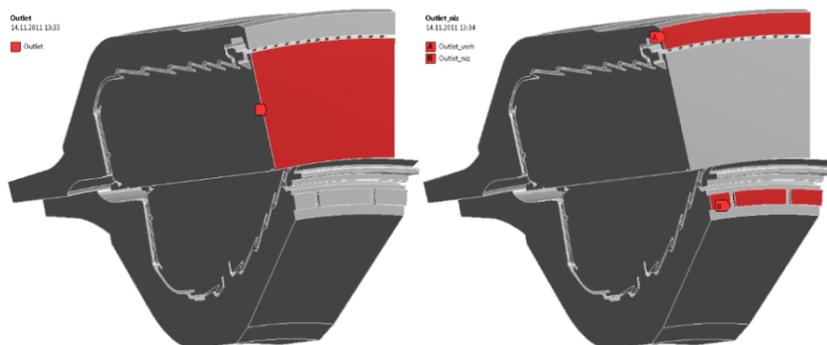


Рисунок 8.58 – Границы выхода из жаровой трубы (а) и из кольцевых каналов отбора воздуха (б)

На боковых поверхностях задаются периодические границы, рисунок 8.59. Остальные поверхности по умолчанию становятся непроницаемыми стенками.

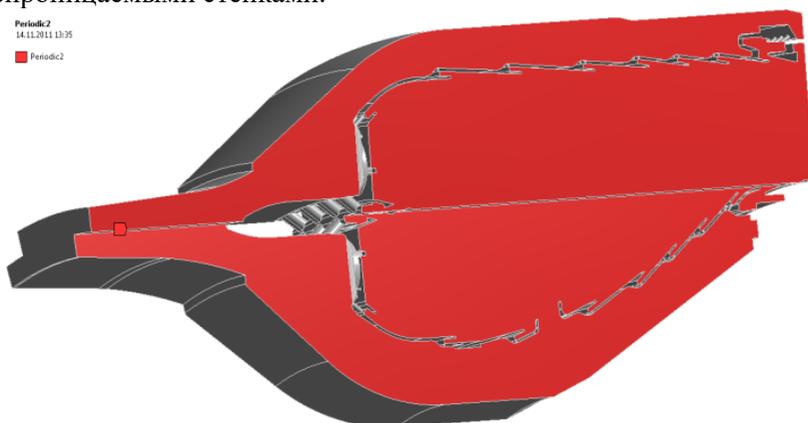


Рисунок 8.59 – Боковая периодическая граница

Процесс построения сеточной модели в ANSYS Meshing приведён на рисунке 8.60



Рисунок 8.60 – Схема построения сеточной модели в ANSYS Meshing

После доработки геометрии и получения удовлетворительного результата приступают к изменению глобальных и локальных настроек объёмной сетки под конкретную задачу. Под настройками сетки понимают:

Глобальные:

- настройка сетки согласно физическому смыслу исследуемого процесса;
- настройка подробности сетки;
- настройки призматических слоёв;
- настройка сгущения на основе кривизны;
- настройка сгущения между близко расположенными поверхностями;

- настройка сглаживания сетки;
- настройка изменения размеров элементов;
- настройка искажения элементов;
- настройка качества;
- настройка срединных узлов элементов;
- настройка поведения недеформируемого тела.

Локальные:

- автоматическое определение контакта;
- задание размеров контакта;
- элементы управления методами построения сетки для тела;
- задание размеров элементов для тела, грани, ребра, вершины;
- сгущение на основе кривизны для тела, грани, ребра;
- адаптивная сетка (сгущение по результатам выполненного

решения).

Периодическая граница на боковых поверхностях модели в физическом смысле означает, что в аналогичных точках на выбранных поверхностях у потока имеют место одни и те же параметры (давление, скорость, температура). Чтобы задать эти граничные условия необходимо до генерации сетки на модели выполнить операцию «*Match Control*», результатом которой будет являться то, что элементы сетки и её узлы будут идентичными на выбранных поверхностях.

Для более точного определения отрывных течений и трения о стенки в диффузоре, необходимо создать структурированную сетку в пристеночной области диффузора, что позволит учесть процессы, происходящие в пограничном слое у стенки диффузора. Пограничный слой создаётся операцией «*Inflation*», при этом в меню указывают поверхности, а также число слоёв, показатель роста и максимальную толщину пограничного слоя.

Методом контроля сеточной модели является операция «*Sizing*», с помощью которой можно регулировать размер и количество элементов сетки на объекте, грани тела или ребре.

Так как используется периодическая граница, то все операции, производимые на одной границе, будут автоматически учитываться и на симметричной ей.

После генерации сеточной модели получаем результат, показанный на рисунке 8.61.

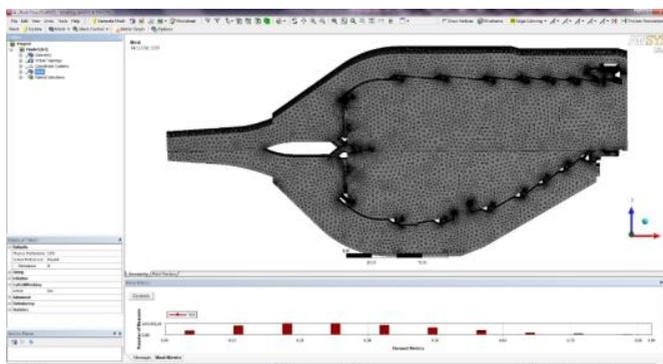
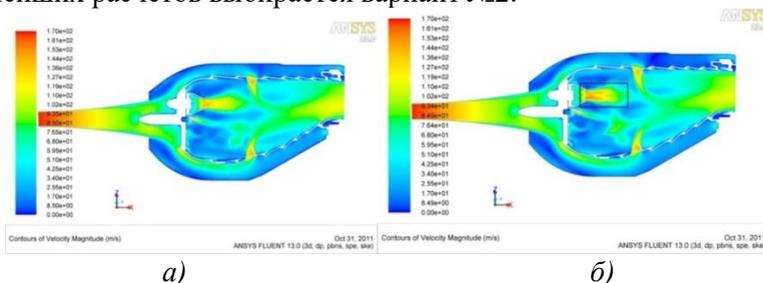


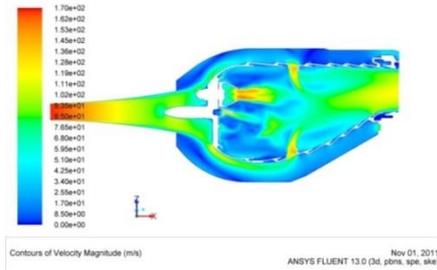
Рисунок 8.61 – Готовая сеточная модель

Проводится оценка качества сетки в соответствии с изложенными выше подходами.

С целью уменьшения ошибки пространственной дискретизации необходимо выполнить исследование зависимости результатов расчёта от конечно-элементной сетки. Для этого необходимо выполнить расчёты на двух и более вариантах сеток, отличающихся размером элементов и определиться с выбором сетки для последующих расчётов. Это будет та сеточная модель, «измельчение» элементов в которой уже не приводит к существенным изменениям в результатах расчётов.

На рисунке 8.62 представлены результаты исследования сеточной зависимости решения для кольцевой камеры сгорания. Из результатов видно, что при увеличении плотности сетки от варианта №1 к варианту №2 заметно уточнение структуры потока в области за горелкой. Подобные изменения отсутствуют при сравнении вариантов 2 и 3. Поэтому, в качестве сеточной модели для дальнейших расчётов выбирается вариант №2.





в)

Рисунок 8.62 – Результаты расчёта полей полных скоростей:

- а) сеточная модель №1, 3 млн элементов; б) сеточная модель № 2, 5 млн элементов; в) сеточная модель № 3, 8 млн элементов

Выбор математических моделей элементов рабочего процесса камеры сгорания, назначение граничных условий и настроек решателя

Для математического описания физических явлений в камерах сгорания используются следующие группы уравнений:

- 1) базовые уравнения;
- 2) уравнения модели турбулентности;
- 3) уравнения модели горения;
- 4) уравнения физических свойств среды;
- 5) уравнения образования окислов азота (или других вредных веществ).

Рассмотрим подробно каждую группу.

Базовые уравнения

Под базовыми уравнениями понимаются уравнения сохранения массы, количества движения и энергии.

Уравнение сохранения массы может быть представлено в следующем виде:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}), \tag{8.3}$$

где ρ – плотность потока;

\vec{v} – вектор скорости потока.

Уравнение сохранения количества движения может быть записано в следующем виде:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}), \tag{8.4}$$

где p – статическое давление;

$\bar{\tau}$ – тензор напряжений, определяемый по формуле:

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \bar{v} + \nabla \bar{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{v} I \right] \quad (8.5)$$

где μ – молекулярная вязкость;

I – единичный тензор.

Для учета изменения температуры потока и тепловых явлений, в расчет было включено уравнение энергии:

$$\nabla \cdot (\bar{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \bar{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \bar{v}) \right), \quad (8.6)$$

где k_{eff} – эффективная теплопроводность ($k + k_t$, где k_t – турбулентная теплопроводность, определяемая выбранной моделью турбулентности);

\bar{J}_j – диффузионный поток компонента j .

Три слагаемых в правой части представляют собой перенос энергии посредством теплопроводности, диффузии компонентов, вязкостного распада, соответственно. Полная энергия E определяется как:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2}, \quad (8.7)$$

где энтальпия h для идеального газа определяется как

$$h = \sum_j Y_j h_j, \quad (8.8)$$

где Y_j – массовая доля компонента j ;

h_j – энтальпия j -го компонента, определяемая по формуле

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{pj} dT, \quad (8.9)$$

где $T_{ref} = 298,15$ К;

c_{pj} – изобарная теплоемкость j -го компонента.

Уравнения модели турбулентности

В настоящее время существует два основных CFD подхода к решению прикладных инженерных задач, связанных с исследованием турбулентных потоков: решение осреднённых по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса (RANS) и моделирования крупных вихрей (LES). В первом случае нестационарные процессы, связанные с турбулентными явлениями осреднены и описываются с помощью полуэмпирических моделей турбулентности, использующихся для замыкания системы уравнений, а само течение рассматривается как стационарное. При этом точность моделирования некоторых видов течений, например, струйных и отрывных, оказывается невысока. При этом для камеры сгорания характерно наличие этих течений, и они играют существенную роль в её рабочем процессе.

Преимущества LES-подхода по сравнению с RANS-методом заключается в возможности моделирования трёхмерных закрученных потоков и других нестационарных явлений. Поэтому для КС предпочтительным является использование подхода LES, поскольку основным типом течения в КС является закрученный поток, склонный к нестационарному течению. Однако, использование LES требует высоких вычислительных мощностей и его применение для решения каждодневных инженерных задач не всегда является целесообразным. Поэтому необходимо разумное сочетание RANS и LES методов в инженерной практике. Например, применение RANS для предварительного анализа и LES в качестве поверочного расчёта и для исследования нестационарных процессов.

В качестве модели турбулентности при RANS расчёте была выбрана полуэмпирическая модель $k-\varepsilon$ *Realizable*. Данная модель отличается от стандартной $k-\varepsilon$ модели следующим:

- улучшенной формой записи турбулентной вязкости;
- новым уравнением переноса скорости диссипации ε полученным на базе точного уравнения переноса среднеквадратичного пульсационного вихря.

Преимущество "*Realizable*" $k-\varepsilon$ модели по сравнению с остальными двухпараметрическими моделями состоит в том, что она позволяет более точно рассчитывать распределение диссипации k плоских и круглых струй. В результате достигается лучшее моделирование закрученных потоков, пограничных слоёв

подверженных сильным градиентам давления, отрывных и рециркуляционных течений.

Уравнение переноса кинетической энергии турбулентных пульсаций k записывается как:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \nabla[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k})\nabla k] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + Y_M + S_k, \quad (8.10)$$

и скорости e ` диссипации ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \nabla[(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\nabla \varepsilon] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon, \quad (8.11)$$

где $C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right]$, $\eta = S \frac{k}{\varepsilon}$, $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$;

$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ – производство турбулентной кинетической энергии из-

за градиента средних скоростей;

$G_b = -g \frac{\mu_t}{\rho Pr} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$ – производство турбулентной кинетической энергии

вследствие воздействия сил плавучести;

$Y_M = 2\rho \varepsilon \frac{k}{a^2}$ – представляет собой диссипацию турбулентной

кинетической энергии вследствие сжимаемости потока (a – скорость звука);

$C_2 = 1.9$; $C_{1\varepsilon} = 1.44$ – модельные константы;

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – турбулентные числа Прандтля для k и ε - соответственно;

S_k, S_ε – заданные пользователем источниковые слагаемые.

В рамках k - ε модели турбулентная вязкость

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (8.12)$$

где C_μ – полуэмпирическая константа модели.

Основные уравнения, применяемые в LES, базируются на фильтрации нестационарных уравнений Навье-Стокса по волновому числу или конечному пространственному размеру (при этом фильтром являются линейные размеры конечного элемента). Тем самым отфильтровываются масштабы вихрей, размер которых меньше размера применяемого фильтра. Все параметры,

действующие в масштабах меньших размеров сетки, называются подсеточными. Полученные уравнения определяют динамику крупных вихрей.

Операция фильтрации определяется как:

$$\bar{\phi}(x) = \int_D \phi(x') G(x, x') dx' \quad (8.13)$$

где G – пространственный фильтр, определяющий масштаб разрешаемых вихрей;

D – область потока.

Для несжимаемых потоков отфильтрованные уравнения неразрывности и количества движения записываются в следующем виде:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0, \quad (8.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\sigma_{ij}) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j}, \quad (8.15)$$

где σ_{ij} – тензор напряжений, возникающий вследствие молекулярной вязкости, определяется как:

$$\sigma_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (8.16)$$

Подсеточные напряжения появляются в результате операции фильтрации неизвестных и требуют моделирования:

$$\tau_{ij}^{LES} = \rho \bar{U}_i \bar{U}_j - \rho \overline{U_i U_j}. \quad (8.17)$$

Отфильтрованное уравнение энергии имеет вид:

$$\frac{\partial \rho \bar{h}_s}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{h}_s}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \bar{u}_j \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \left(\overline{u_i h_s} - \bar{u}_i \bar{h}_s \right) \right] \quad (8.18)$$

где h_s – явная энтальпия, λ – теплопроводность.

Подсеточный поток энтальпии в предыдущем уравнении определяется на основе использования градиентной гипотезы:

$$\rho(\overline{u_i h_s} - \bar{u}_i \bar{h}_s) = -\frac{\mu_{SGS} c_p}{Pr_{SGS}} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j}. \quad (8.19)$$

где μ_{SGS} – подсеточная вязкость;

Pr_{SGS} – подсеточное число Прандтля равное 0,85.

Модели подсеточных напряжений, основанные на гипотезе Буссинеска, определяются аналогично подходам, используемым в RANS:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \bar{S}_{ij}. \quad (8.20)$$

где μ_t – подсеточная турбулентная вязкость.

Изотропная часть напряжений подсеточного масштаба τ_{kk} – не моделируется и добавляется в отфильтрованное слагаемое статического давления. \bar{S}_{ij} – тензор скорости изменения деформации разрешенных масштабов, определяется как:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right). \quad (8.21)$$

Для сжимаемых потоков вводится операция фильтрации с весовым коэффициентом по плотности (фильтрация по Фавру):

$$\phi = \frac{\bar{\rho} \phi}{\rho}. \quad (8.22)$$

Уравнение Навье-Стокса отфильтрованные по Фавру имеют аналогичную форму, что и без операции фильтрации по Фавру. Тензор подсеточных напряжений для сжимаемых сред определяются как:

$$\tau_{ij} = \bar{\rho} u_i u_j - \bar{\rho} u_i u_j. \quad (8.23)$$

Данное выражение разделяется на изотропную и девиаторную (тензор напряжений (или деформаций) с равным нулю первым инвариантом, т. е. с равной нулю суммой членов главной диагонали матрицы тензора) части:

$$\tau_{ij} = \tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} + \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} \quad (8.24)$$

Девиаторная часть тензора подсеточных напряжений моделируется, используя модель Смагоринского для сжимаемой среды:

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\mu_t \left(S_{ij} - \frac{1}{3} S_{kk} S_{ij} \right). \quad (8.25)$$

Что касается несжимаемой среды, то слагаемое, содержащее τ_{kk} может быть добавлено к отфильтрованному давлению или не учитываться. Действительно, данное слагаемое может быть переписано как:

$$\tau_{kk} = \gamma M_{SGS}^2 \bar{p}, \quad (8.26)$$

где M_{sgs} – подсеточное число Маха. Это подсеточное число Маха будет небольшим, если турбулентное число Маха потока мало.

Уравнения модели горения

В общем случае модели горения разделяются на два типа: основанные на предварительно рассчитанной (табулированной) химии (или так называемые flamelet модели), и основанные на прямом расчёте химических реакций по уравнению Аррениуса совместно с расчётом уравнений газовой динамики. Для расчёта RANS-методом используется второй подход, так как он позволяет рассчитывать широкий диапазон режимных параметров (давлений, температур и коэффициента избытка воздуха).

В рамках реализуемого подхода используется модель *Finite-Rate/Eddy-Dissipation* для которой скорости реакции определяются по уравнению Аррениуса и по теории распада вихря. В результате для расчёта выбирается наименьшая из скоростей.

Расчёт скорости химической реакции по уравнению Аррениуса

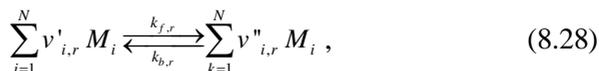
Суммарное образование химического компонента i вследствие химических реакций, вычисляется как сумма скоростей образования компонента каждой реакции, в которой он участвует:

$$R_i = M_{w,i} \sum_{r=1}^{N_R} \hat{R}_{i,r}, \quad (8.27)$$

где $M_{w,k}$ – молекулярный вес i -го компонента;

$R_{i,r}$ – молярная скорость образования или расходования i -го компонента в r -ой химической реакции.

Реакции так же непрерывно могут происходить на поверхности твёрдой стенки. В общем случае уравнение химической реакции записывается в следующем виде:



где N – количество химических компонентов в рассматриваемой системе;

$v'_{k,r}$, $v''_{k,r}$ – стехиометрические коэффициенты для реагентов и продуктов r -ой реакции соответственно;

M_i – обозначение i -ого компонента;

$k_{f,r}$, $k_{b,r}$ – константы прямой и обратной r -ой реакции.

Данное выражение справедливо для прямой и обратной реакций. Для необратимых реакций, константа обратной реакции, $k_{b,r}$, просто опускается. Суммирование происходит по всем химическим элементам в системе, но только реагенты и продукты реакции будут иметь стехиометрические коэффициенты, не равные нулю.

Для необратимых реакций молярная скорость образования/расходования i -го химического компонента в реакции g определяется как:

$$\hat{R}_{i,r} = \Gamma (v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{(\eta'_{j,r} + \eta''_{j,r})} \right), \quad (8.29)$$

где $C_{j,r}$ – молярная концентрация компонента j в реакции g (kmol/m^3);

$\eta'_{j,r}$ – показатель экспоненты (степени) для реагента j в реакции g ;

$\eta''_{j,r}$ – показатель экспоненты (степени) для продукта j в реакции g .

Для обратимых реакций молярная скорость образования/расходования i -го химического компонента в реакции g определяется как:

$$\hat{R}_{i,r} = \Gamma (v''_{i,r} - v'_{i,r}) \left(k_{f,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta'_{j,r}} - k_{b,r} \prod_{j=1}^N [C_{j,r}]^{\eta''_{j,r}} \right). \quad (8.30)$$

Стоит отметить, что показатель экспоненты (степени) обратной реакции всегда является стехиометрическим коэффициентом продукта реакции.

Параметр Γ представляет эффект влияния на скорость реакции третьего элемента (элемент соударения):

$$\Gamma = \sum_j^N \gamma_{j,r} C_j, \quad (8.31)$$

где γ – эффект стороннего компонента j на скорость реакции g .

По умолчанию в Ansys Fluent данная опция не учитывается.

Константа скорости прямой реакции g , $k_{f,r}$ определяется используя выражение Аррениуса:

$$k_{f,r} = A_r T^{\beta_r} e^{-\frac{E_r}{RT}}, \quad (8.32)$$

где A_r – предэкспоненциальный фактор;

T – температура в рассматриваемом объеме (конечном элементе);
 β – показатель степени температуры;
 E – энергия активации (Дж/кмоль);
 R – универсальная газовая постоянная (Дж/кмольК).

При определении задачи необходимо задать параметры $v'_{i,r}$, $v''_{i,r}$, $\eta'_{j,r}$, $\eta''_{j,r}$, β_r , A_r , E_r и, если необходимо, $\gamma_{j,r}$.

Если реакция обратимая, то константа обратной реакции $k_{b,r}$ высчитывается следующим образом:

$$k_{b,r} = \frac{k_{f,r}}{K_r}, \quad (8.33)$$

где K_r – константа равновесия r -ой реакции, вычисляемая по формуле:

$$K_r = \exp\left(\frac{\Delta S_r^0}{R} - \frac{\Delta H_r^0}{RT}\right) \left(\frac{p_{atm}}{RT}\right)^{\sum_{i=1}^N (v''_{i,r} - v'_{i,r})}, \quad (8.34)$$

где p_{atm} – атмосферное давление, равное 101325 Па.

Подэкспоненциальное выражение характеризует изменение свободной энергии Гиббса и его составляющие определяются как:

$$\frac{\Delta S_r^0}{R} = \sum_{i=1}^N (v''_{i,r} - v'_{i,r}) \frac{S_i^0}{R}, \quad (8.35)$$

$$\frac{\Delta H_r^0}{RT} = \sum_{i=1}^N (v''_{i,r} - v'_{i,r}) \frac{h_i^0}{RT}, \quad (8.36)$$

где S_i^0 , h_i^0 – стандартная энтропия и энтальпия i -го компонента соответственно, оценённая для температуры T и атмосферного давления.

Модель распада вихря (Eddy-Dissipation)

Большинство топлив горят быстро, и поэтому лимитирующим фактором являются процессы турбулентного смешения. В заранее не перемешанных смесях турбулентность «медленно» перемешивает компоненты в зоне реакции, где они мгновенно сгорают. В заранее

перемешанных смесях турбулентность «медленно» перемешивает исходные компоненты и продукты реакции в зоне горения, где они быстро сгорают. В таких случаях говорят, что горение лимитируется процессами смешения и сложная и чаще всего неизвестная химическая кинетика может не учитываться.

Для модели Eddy-Dissipation образование продукта i в ходе реакции r , $R_{i,r}$ определяется наименьшим (лимитирующим) из выражений:

$$R_{i,r} = \min(R_{i,r}^R, R_{i,r}^P), \quad (8.37)$$

$$R_{i,r}^R = v'_{i,r} M_{\omega,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min\left(\frac{Y_R}{v'_{R,r} M_{\omega,R}}\right), \quad (8.38)$$

$$R_{(i,r)}^P = v'_{(i,r)} M_{(\omega,i)} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_p Y_p}{\sum_j v''_{j,k} M_{\omega,j}} \quad (8.39)$$

где Y_p – массовая часть любого продукта;

Y_R – массовая доля отдельного реагента;

A, B – эмпирические константы, соответственно равные 4,0 и 0,5.

Скорость химической реакции определяется временем смешивания крупномасштабных вихрей, k/ε , как в модели распада вихря Сполдинга. Горения происходит везде, где существует турбулентность ($k/\varepsilon > 0$), поэтому нет необходимости в источнике зажигания. Такой подход приемлем для заранее не перемешанных смесей.

Для расчёта LES-методом используется подход, при котором турбулентное пламя представляется в виде искажённого турбулентными вихрями ламинарного пламени. Для данного подхода определяющим являются значение ламинарной скорости

распространения пламени, которая должна зависеть от локальных составов, температур и давлений.

Уравнения физических свойств среды

Основные предположения и допущения, принимаемые при расчётах камер сгорания следующие:

- плотность смеси изменяется в соответствии с законом идеального газа. Зависимость коэффициента вязкости от температуры определяется формулой Сатерленда:

$$\mu = \left(\frac{T}{273,15} \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{273,15 + C_s}{T + C_s} \cdot \mu_0, \quad (8.40)$$

где C_s – постоянная Сатерленда (определяется индивидуально для каждого компонента);

μ_0 – коэффициент динамической вязкости при нормальных условиях;

- изобарная теплоёмкость для каждого компонента смеси задаётся в виде полинома, зависящего от температуры вида:

$$C_p = \left(A_1 + A_2 T + A_3 T^2 + A_4 T^3 + \dots + A_n T^{n-1} \right) R, \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad (8.41)$$

где $A_1 \dots A_n$ – коэффициенты полинома, T – температура потока, R – коэффициент пересчёта.

- остальные параметры рабочего тела (вязкость, теплопроводность) принимаются постоянными в виду высокой турбулентности потока.

Уравнения образования окислов азота

Образование оксидов азота в высокотемпературных пламенах подчиняется термическому механизму, предложенному Я. Б. Зельдовичем и включающему элементарные реакции:





При расчёте пространственного распределения оксида азота решается уравнение переноса для NO :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_{NO}) + \nabla(\rho \bar{u} Y_{NO}) = \nabla(\rho D \nabla Y_{NO}) + S_{NO}, \quad (8.45)$$

где Y_{NO} – концентрация NO ;

D – коэффициент диффузии NO ;

S_{NO} – скорость образования NO .

Расчёт продуктов неполного сгорания (CO , CH)

Вышеперечисленные модели турбулентности и горения позволяют определять содержание в выхлопных газах продуктов неполного сгорания, таких как CO и CH . Для этого необходимо использовать адекватные замыкающие зависимости для моделей горения и механизмы химических реакций. На данный момент для валидации модели образование продуктов неполного сгорания необходимы более подробные экспериментальные данные для атмосферных и двигательных условий работы КС.

Описание процесса смесеобразования в случае использования жидкого топлива

При расчёте процессов горения топлива в КС важны модель движения и испарения его капель.

При расчёте процессов смесеобразования можно принять следующие допущения:

- распределение капель топлива по скоростям и диаметрам на выходе из форсунки соответствует встроенной в ANSYS Fluent модели распыла жидкого топлива центробежной форсункой, предложенной Шмидтом и др.

- расход топлива и перепад давления для всех форсунок принимаются одинаковыми;

- расчёт траекторий частиц производится в Лагранжевой постановке;

- в качестве жидкого топлива принимается условно стандартный керосин со средними значениями параметров химического состава;
- столкновение капель жидкого топлива с твёрдыми стенками полагается абсолютно упругим.

Для расчёта траекторий движения частиц используется метод Эйлера-Лагранжа. В данном методе несущая фаза рассматривается как неразрывная и рассчитывается по уравнениям Навье-Стокса, записанным в Эйлеровых переменных.

Дискретная фаза состоит из сферических частиц, рассеянных в непрерывной фазе, для которых вычисляются траектории движения, а также теплопередача и массообмен. Дискретная фаза рассматривается в Лагранжевой постановке. В практических расчётах обычно подразумевается, что дискретная фаза должна присутствовать в довольно низкой объёмной концентрации, обычно меньше чем 10-12 % от общего объёма расчётной области. При этом массовая доля дискретной фазы может равняться или превышать массовый поток несущей фазы. Размеры капель должны во много раз превышать молекулярно-кинетические размеры (расстояние между молекулами, среднюю длину свободного пробега молекул).

Траектории капли или частицы рассчитываются отдельно в определённых интервалах в течение расчётов непрерывной фазы.

Траектория движения частицы дискретной фазы вычисляется в результате интегрирования уравнения баланса сил для частицы, записанного в Лагранжевой системе координат. Уравнение баланса приравнивает силы инерции частицы к силам, действующим на неё, и может быть записано (для направления x в декартовой системе координат) в виде:

$$\frac{du_{px}}{dt} = F_D(u_x - u_{px}) + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_x. \quad (8.46)$$

где F_x – слагаемое дополнительного ускорения (сила/единица массы частицы), которое может включать в себя влияние различных внешних сил, g_x - проекция вектора ускорения свободного падения на ось x ;

$F_D(u_x - u_{px})$ – сила лобового сопротивления (*drag force*) на единицу массы частицы и равна:

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D \text{Re}}{24} (u_x - u_{px}), \quad (8.47)$$

где, u – скорость несущей фазы;

u_p – скорость частицы;

μ – молекулярная вязкость несущей фазы;

ρ – плотность несущей фазы;

ρ_p – плотность частицы;

d_p – диаметр частицы;

C_D – коэффициент лобового сопротивления;

Re – число Рейнольдса по относительной скорости, определяемое как:

$$\text{Re} = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu}. \quad (8.48)$$

Уравнение (8.46) включает влияние силы тяжести на траекторию движения капли, поэтому в расчёте нужно определить величину и направление вектора силы тяжести.

Уравнение (8.46) также включает дополнительные силы (F_x).

Первая из них – сила "виртуальной массы". Это сила необходима для учёта возрастания инерционности частицы вследствие ускорения потока, окружающего её. Сила «виртуальной массы» может быть записана как:

$$F_x = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_p} \frac{d}{dt} (u_x - u_{px}). \quad (8.49)$$

Дополнительное воздействие на каплю возникает также из-за наличия локального градиента давления в потоке вокруг частицы:

$$F_x = \int -pdA = \int -\nabla p dV = -\frac{m_p}{\rho_p} \nabla p. \quad (8.50)$$

Сила виртуальной массы и сила градиента давления имеют важное значение при $\rho > \rho_p$.

На частицы в потоке с неоднородным температурным полем действует сила, связанная с тем, что молекулы газа из горячих и холодных областей потока передают частице различные по величине импульсы. Движение частицы происходит в направлении, противоположном градиенту температуры (из горячей области в более холодную). Этот феномен известен как термофорез.

$$F_x = -D_{T,p} \frac{1}{m_p T} \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (8.51)$$

где $D_{T,p}$ – коэффициент термофореза.

Термофорез задаётся в виде:

$$F_x = -\frac{6\pi d_p \mu^2 C_s (K + C_t Kn)}{\rho(1 + 3C_m Kn)(1 + 2K + 2C_t Kn)} \frac{1}{m_p T} \frac{\partial T}{\partial x}, \quad (8.52)$$

где Kn – число Кнудсена = $2 \lambda / d_p$;

λ – средняя длина свободного пробега молекул потока;

$K = k/k_p$;

k – теплопроводность потока, основанная только на энергии поступательного движения = $(15/4) \mu R$;

k_p – теплопроводность частицы;

$C_s = 1,17$ – коэффициент температурного скольжения газа по поверхности частицы;

$C_t = 2,18$ – коэффициент термической аккомодации молекулы газа;

$C_m = 1,14$ – коэффициент скоростного скольжения газа по поверхности частицы;

m_p – масса частицы;

T – местная температура потока;

μ – вязкость потока.

Это выражение получено при условии, что частица является сферой, а поток идеальным газом.

Подъёмную силу Саффмана или подъём из-за сдвига определяем через обобщённое выражение Саффмана:

$$F_x = \frac{2Kv^{1/2} \rho d_{ij}}{\rho_p d_p (d_{ik} d_{kl})^{1/4}} (u_x - u_{px}). \quad (8.53)$$

где $K=2,594$ и d_{ij} – компоненты тензор скоростей деформации.

Эта формула подходит для небольших чисел Рейнольдса. Также число Рейнольдса для частицы, основанное на разнице скоростей частица-поток, должно быть меньше, чем квадратный корень из числа Рейнольдса частицы, основанного на поле сдвига.

Точное определение коэффициентов сопротивления капель C_D важно для правильного моделирования траекторий их движения. Для расчета коэффициента сопротивления частицы (C_D) в общем случае существует несколько подходов:

- 1) использование закона сопротивления сферического тела;
- 2) использование закона сопротивления несферического тела;
- 3) использование закона сопротивления Стокса-Каннингема;
- 4) использование закона сопротивления для высоких чисел Маха;
- 5) использование динамического закона сопротивления;
- 6) использование закона сопротивления для плотного потока частиц.

В силу особенностей течения в камерах сгорания ГТД (дозвуковые скорости, деформируемая форма капли, размеры частиц порядка десятков и сотен микрометров) как правило, используются законы №1 или 5. Рассмотрим закон сопротивления сферического тела.

Коэффициент C_D для гладкой частицы в общем виде может быть записан как:

$$C_D = a_1 + \frac{a_2}{Re} + \frac{a_3}{Re^2}. \quad (8.54)$$

Коэффициенты a_1, a_2, a_3 зависят от числа Рейнольдса частицы:

$$C_D = 24 / Re \text{ при } Re < 0,1,$$

$$C_D = 22,73 / Re + 0,0903 / Re^2 + 3,69 \text{ при } 0,1 < Re^2 < 1$$

$$C_D = 29,1667 / Re - 3,8889 / Re^2 + 1,222 \text{ при } 1,0 < Re^2 < 10$$

$$C_D = 46,5 / Re - 116,67 / Re^2 + 0,6167 \text{ при } 10 < Re^2 < 100$$

$$C_D = 98,33 / Re - 2778 / Re^2 + 0,3644 \quad \text{при } 100 < Re^2 < 1000,$$

$$C_D = 148,62 / Re - 4,75 \times 10^4 / Re^2 + 0,357 \quad \text{при } 1000 < Re^2 < 5000$$

$$C_D = -490,546 / Re + 57,87 \times 10^4 / Re^2 + 0,46 \quad \text{при } 5000 < Re^2 < 10000$$

$$C_D = -1662,5 / Re + 5,4167 \times 10^6 / Re^2 + 0,5191 \quad \text{при } 10000 < Re^2 < 50000$$

Нагрев частицы учитывается следующим образом.

Введём относительную массу частицы $\zeta_p = m_p / m_{p0}$, где m_p и m_{p0} – текущая и начальная масса частицы.

В зависимости от температуры изменяется фазовое состояние частицы (параметр ζ_p меняется от 1 до 0), которое оказывает влияние на ее сопротивление и теплообмен.

Нагрев частицы имеет место в случае, когда выполняются следующие условия (рисунок 8.63).

$$T_p < T_{pv} \quad (8.55)$$

где T_{pv} – температура испарения материала частицы.

$$m_p \leq (1 - \zeta_p) m_{p0} \quad (8.56)$$

В уравнении изменения температуры частицы учитывается конвективный и лучистый теплообмен между частицей и газом.

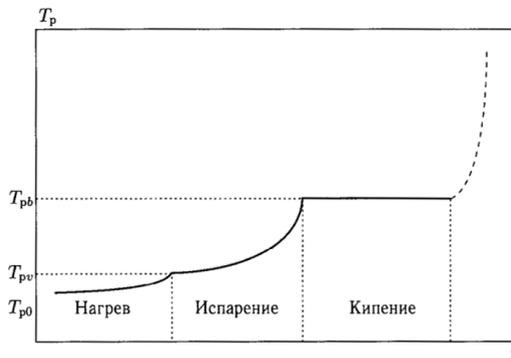


Рисунок 8.63 – Тепломассообмен частицы

При выполнении условий (8.55) и (8.56) используется простейшее уравнение теплового баланса, учитывающее конвективный теплообмен, излучение или поглощение лучистой энергии поверхностью частицы.

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = hA_p (T_\infty - T_p) + \varepsilon_p A_p \sigma (T_R^4 - T_p^4), \quad (8.57)$$

где m_p – масса частицы (кг);

c_p – теплоемкость частицы (Дж/кг · К);

A_p – площадь поверхности (м²);

T_∞ – локальная температура газа (К);

h – коэффициент конвективного теплообмена (Вт/м² · К);

ε_p – степень черноты поверхности частицы;

σ – константа Стефана–Больцмана ($5,67 \cdot 10^{-8}$ Вт/м² · К⁴);

$T_R = \left(\frac{G}{4\sigma}\right)^{1/4}$ – температура излучения;

$G = \int_{4\pi} I d\Omega$,

где I – интенсивность излучения;

Ω – телесный угол.

Интенсивность лучистого теплообмена определяется исходя из того, что теплообмен происходит между поверхностью частицы и стенками сосуда бесконечно большого объема, имеющими температуру окружающего газа.

Уравнение (8.57) не учитывает существование сопротивления теплопереносу внутри частицы, т.е. температура частицы берётся постоянной по всему объёму.

$$m_p c_p (dT_p) / dt = A_p \left[-[h + \varepsilon_p \sigma T_p^3] T_p + [h T_\infty + \varepsilon_p \sigma T_R^4] \right]. \quad (8.58)$$

Уравнение (8.58) – линеаризованная форма уравнения (8.57), предполагающая, что изменение температуры частицы происходит медленно от одного временного шага к другому.

Температура частицы на следующем временном шаге определяется как:

$$T_p(t + \Delta t) = \alpha_p + [T_p(t) - \alpha_p] e^{-\beta_p \Delta t}, \quad (8.58)$$

где Δt – временной шаг при интегрировании уравнения движения частицы,

$$\alpha_p = \frac{hT_\infty + \varepsilon_p \sigma T_R^4}{h + \varepsilon_p \sigma T_p^3(t)}, \quad (8.59)$$

$$\beta_p = \frac{A_p (h + \varepsilon_p \sigma T_p^3(t))}{m_p c_p}, \quad (8.60)$$

Коэффициент теплообмена h находится с помощью корреляции уравнения Ранц–Маршала.

Число Нуссельта характеризует отношение размера частицы к толщине температурного пограничного слоя около межфазной границы

$$Nu_p = \frac{d_p h}{k_\infty} = 2 + 0,6 Re_p^{1/2} Pr^{1/3}, \quad (8.61)$$

где d_p – диаметр частицы (м);

k_∞ – теплопроводность (Вт/м · К);

Re_p – число Рейнольдса частицы из (8.48);

Pr – число Прандтля несущей среды;

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_\infty}.$$

Для твёрдой сферы, находящейся в неподвижном состоянии относительно окружающей её жидкости и имеющей температуру, отличную от её температуры, получается значение $Nu_p = 2$.

В общем случае при вычислении числа Нуссельта необходимо учитывать влияние таких факторов как инерционность частицы, сжимаемость и разрежённость потока, характеризующиеся числами Маха и Кнудсена, отличие формы частицы от сферической, концентрационную и геометрическую стеснённость потока.

При достижении частицей температуры испарения T_{pv} начинается её испарение, которое продолжается до тех пор, пока температура частицы не достигнет температуры кипения. Испарение частицы учитывается при выполнении условий

$$T_{pv} \leq T_p < T_{pb}, m_p > (1 - \zeta_p) m_{p0} \quad (8.62)$$

где T_{pb} – температура кипения материала частицы.

При падении температуры ниже температуры испарения частица продолжает испаряться до тех пор, пока её температура не упадёт ниже точки росы (в этом случае частица считается инертной).

В уравнении изменения температуры частицы учитывается конвективный и лучистый теплообмен между частицей и газом, а также реактивная сила, возникающая в результате испарения частицы.

Уравнения массообмена применяются для точного определения процесса испарения частицы. Вследствие формальной тождественности основных уравнений и граничных условий при теплообмене и диффузии слабоконцентрированных веществ, формулы для коэффициента теплоотдачи переходят в формулы для коэффициента массоотдачи путём замены коэффициента температуропроводности на коэффициент диффузии, а критерия Прандтля на число Шмидта ($Sc = \mu c_p / D_g$).

Скорость испарения определяется градиентом концентрации пара между поверхностью частицы и окружающей средой. Плотность потока массы пропорциональна перепаду на контактной поверхности равновесного значения концентрации, определяемого температурой среды T_g и значения концентрации диффундируемого вещества в газе

$$N_i = k_c (C_{is} - C_{i\infty}) . \quad (8.63)$$

где C_{is} и $C_{i\infty}$ – средние значения концентрации диффундирующей компоненты на поверхности и вдали от частицы;

N_i – молярный поток пара (кмоль/м² · с);

k_c – коэффициент массопереноса (м/с).

Испарение имеет место при положительном перепаде концентрации. При падении температуры ниже точки росы частица считается инертной (полагается, что $q = 0$).

Концентрация пара на поверхности частицы оценивается исходя из значения давления насыщенного пара на межфазной поверхности при температуре частицы

$$C_{is} = \frac{p_s(T_p)}{RT_p}. \quad (8.64)$$

Для задания зависимости давления насыщенного пара от температуры обычно используется интерполяция данных физического эксперимента.

Концентрация пара вдали от частицы находится в результате решения уравнения неразрывности для компоненты i -й смеси

$$C_{i\infty} = X_i \frac{p}{RT_\infty}, \quad (8.65)$$

где X_i – мольная концентрация компонента i -й смеси.

Массоотдача на контактной границе двух сред характеризуется числом Шервуда, которое выражается через коэффициент массоотдачи:

$$\text{Sh}_p = \frac{d_p k_c}{D_{i,m}} = 2 + C \text{Re}_p^{1/2} \text{Sc}^{1/3}, \quad (8.66)$$

где $D_{i,m}$ – диффузионный коэффициент паров в объеме ($\text{м}^2/\text{с}$),
 $C = 0,55 \div 0,70$.

Масса частицы уменьшается согласно уравнению

$$m_p(t + \Delta t) = m_p(t) - N_i A_p M_{w,i} \Delta t, \quad (8.67)$$

где $M_{w,i}$ – молекулярный вес i -ой части (кг/кмоль);

m_p – масса частицы (кг);

A_p – площадь поверхности частицы (м^2).

В результате, температура частицы уточняется согласно уравнению теплового баланса, которое вносит изменение количества тепла, передаваемое частице путём конвективного и скрытого теплообмена

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} + \varepsilon_p A_p \sigma (T_R^4 - T_p^4), \quad (8.68)$$

где m_p – масса частицы (кг);

c_p – теплоемкость вещества (Дж/кг · К);

A_p – площадь поверхности (м²);

T_∞ – температура непрерывной фазы (К);

h – коэффициент конвективного теплообмена (Вт/м² · К);

ε_p – степень черноты поверхности частицы;

$T_R = \left(\frac{I}{4\sigma}\right)^{1/4}$ – температура излучения;

σ – константа Стефана-Больцмана (5,67 · 10⁻⁸ Вт/м² · К⁴);

$\frac{dm_p}{dt}$ – скорость испарения;

h_{fg} – скрытая теплота.

Изменение размера частицы при кипении учитывается при выполнении следующих условий:

$$T_p \geq T_{pb}, \quad m_p > (1 - \zeta_p) m_{p0}. \quad (8.69)$$

Когда температура частицы достигает температуры кипения, применяется уравнение

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{4k_\infty}{\rho_p c_{p,\infty} d_p} (1 + 0,23\sqrt{Re_d}) \ln \left[1 + \frac{c_{p,\infty} (T_\infty - T_p)}{h_{fg}} \right] \quad (8.70)$$

где $c_{p,\infty}$ – теплоемкость газа (Дж/кг · К);

ρ_p – плотность частицы (кг/м³);

k_∞ – теплопроводность газа (Вт/м · К).

При активации функции передачи теплового излучения используется изменённая форма уравнения

$$-\frac{dm_p}{dt} h_{fg} = hA_p (T_\infty - T_p) + \varepsilon_p A_p \sigma (T_R^4 - T_p^4) \quad (8.71)$$

или

$$-\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{2}{\rho_p h_{fg}} \left[\frac{k_\infty Nu}{d_p} (T_\infty - T_p) + \varepsilon_p \sigma (T_R^4 - T_p^4) \right]. \quad (8.72)$$

Для расчётов процессов горения в камере сгорания может, например, использоваться модель горения Non-premixed Equilibrium. В рамках данной модели полагается, что химические реакции проходят с бесконечно быстрой скоростью, коэффициент диффузии для каждого компонента одинаков и в каждой точке химическая система находится в равновесии. Исходя из этого, состояние системы (параметры потока) определяются исходными параметрами топлива и окислителя, давлением и восстановленной концентрацией топлива в каждой точке расчётной области. Зависимости параметров потока (концентрации компонентов, плотность, температура) определяются в препроцессоре и сохраняется в виде таблицы. Поэтому задача моделирования горения сводится к решению задачи смешения топлива и окислителя. Для учёта турбулентных пульсаций вводится интегрирование по функции плотности вероятности.

Назначение граничных и начальных условий

Задание граничных условий при решении полных уравнений Навье-Стокса проводится для всех границ расчётной области. Граничные условия на входе в расчётную область обычно представляют собой распределение скорости или расход рабочего тела, направление движения среды, распределение полного давления и температуры, а также характеристики турбулентности. При настройке задачи для постановки на расчёт часто возникает вопрос об адекватности выбора граничных условий. Выбранные граничные условия не должны противоречить физике процесса и в тоже время должны однозначно определять состояние системы в любой момент времени (для нестационарной постановки). Опыт математического моделирования показывает, что для камер сгорания граничные условия на входе и выходе определяются условиями, для которых

проводится расчёт: стендовые автономные испытания, испытания в составе двигателя, иные условия. В зависимости от условий работы КС используются комбинации граничных условий, представленных в таблице 8.1:

Таблица 8.1 – Возможные комбинации граничных условий

	Автономные испытания КС	В составе двигателя
На входе	Массовый расход или полное давление	Полное давление
	Полная температура	Полная температура
	Состав рабочего тела	Состав рабочего тела
	Характеристики турбулентности	Характеристики турбулентности
На выходе	Статическое давление	Массовый расход (воздух + топливо)
		Массовый расход на охлаждение СА (при необходимости)

При трёхмерном моделировании важно правильно задать неравномерность входных параметров для КС. Для этого нужно использовать данные, полученные в ходе расчёта компрессора. Для задания неравномерности параметров потока на входе в КС могут использоваться пользовательские макросы, представляющие собой подпрограммы.

Настройка решателя и решение

Под настройкой решателя понимают следующие процедуры:

- выбор профиля дискретизации;
- задание релаксационных факторов;
- итерационное решение системы алгебраических уравнений дискретного аналога исходных дифференциальных уравнений сохранения энергии, импульса и т.д.

Для решения уравнений используется метод конечных объёмов.

Перед этим необходимо определить временную постановку решателя: стационарную или нестационарную.

8.3.3 Компьютерные эксперименты

Проведение компьютерного эксперимента для камер сгорания ГТД и ГТУ с помощью систем инженерного анализа полностью автоматизировано. Однако оно имеет свои особенности. Обычно они связаны с тем, что в вычислениях для данного технического объекта широко используются суперкомпьютеры. Организация параллельных вычислений, когда в один и тот же момент времени выполняется несколько операций обработки данных, осуществляется за счёт избыточного количества функциональных устройств (многопроцессорность). При этом достичь ускорения процесса решения вычислительной задачи возможно при разделении применяемого алгоритма на информационно независимые части и организовать выполнение каждой из частей вычислений на разных процессорах. Это позволяет выполнять необходимые вычисления с меньшими затратами времени, а возможность получения максимального ускорения в этом случае ограничивается только числом имеющихся процессоров и количеством выделенных частей в выполняемых вычислениях. Однако, реализация на практике такого подхода встречает ряд проблем. Одна из основных заключается в том, что для проведения параллельных вычислений необходимо планировать использование численных методов как систем параллельных и взаимодействующих между собой процессов, допускающих исполнение на независимых процессорах.

8.3.4 Обработка и анализ результатов моделирования

Обработка результатов трёхмерного моделирования подразумевает представление их в определённом виде. Обычно результаты моделирования рабочего процесса камер сгорания удобно формировать в виде:

- полей параметров течения (полное и статическое давление и температура, векторы скорости, линии тока, местные значения концентраций компонентов и т.п.) в расчётной области (рисунки 8.64-8.66).

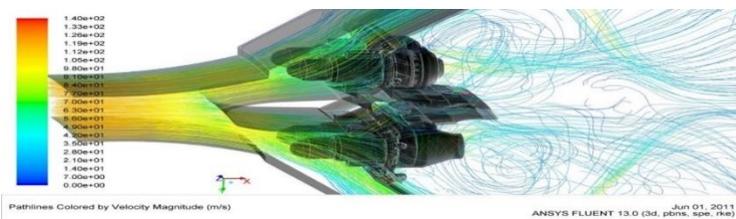


Рисунок 8.64 – Визуализация линий тока в КС

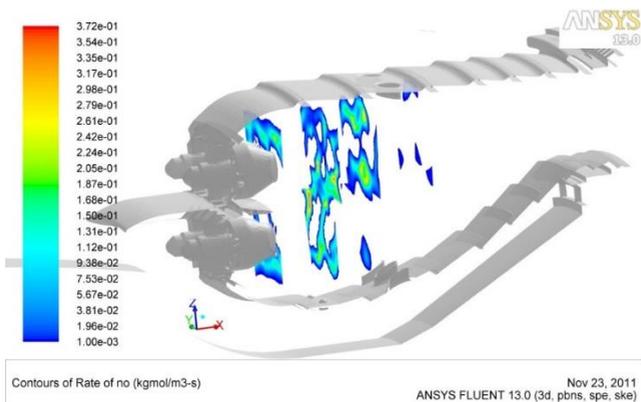


Рисунок 8.65 – Визуализация контуров скорости образования оксида азота

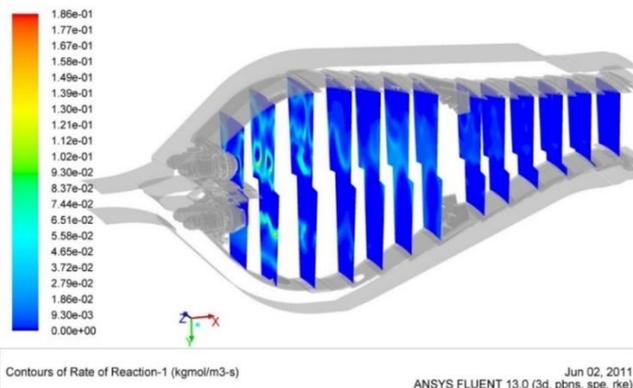


Рисунок 8.66 – Визуализация скорости химической реакции выгорания газообразного керосина в объеме КС

- графиков интегральных характеристик течения (потери полного давления, окружная и радиальная неравномерности параметров, степень закрутки потока, осреднённые значения параметров в произвольном сечении, и т.п.) (рисунок 8.67).

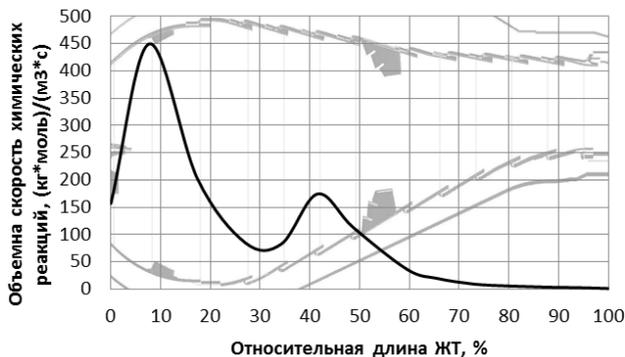


Рисунок 8.67 – График изменения объёмной скорости выгорания керосина по длине жаровой трубы

Потери полного давления в элементах КС рассчитывались по следующей формуле:

$$\Delta P^* = \frac{P_k^* - P_i^*}{P_k^*} 100\% . \quad (8.73)$$

Изменение потерь полного давления и расхода воздуха по длине КС приведены соответственно на рисунках 8.68 и 8.69

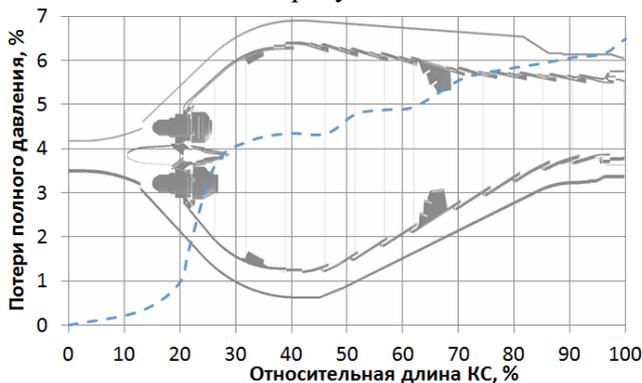


Рисунок 8.68 – Изменение потерь полного давления по длине КС



Рисунок 8.69 – Изменение расхода воздуха по длине ЖТ

Радиальная неравномерность подсчитывается по формуле:

$$\theta_{рад} = \frac{T_{Гi} - T_K}{T_{Г} - T_K}, \quad (8.74)$$

где T_K – температура воздуха за компрессором;

$T_{Гi}$ – средняя температура газов на i - том поясе (радиусе) измерения, К;

$T_{Г}$ – средняя температура газов по всем поясам измерения, К.

Максимальная неравномерность поля температур на выходе из КС определяется по формуле:

$$\theta = \frac{T_{Гmax}^* - T_K^*}{T_{Гcp}^* - T_K^*}; \quad (8.75)$$

где T_K^* – температура воздуха за компрессором;

$T_{Гcp}^*$ – средняя температура газов по всем поясам измерения, К;

$T_{Гmax}^*$ – максимальная температура в выходном сечении, К.

Пояса замера температуры, радиальная эпюра температурного поля и развёртка температуры (окружная эпюра) на выходе из КС приведены соответственно на рисунках 8.70, 8.71 и 8.72.

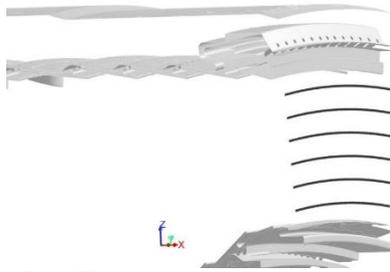


Рисунок 8.70 – Пояса замера температуры на выходе из КС

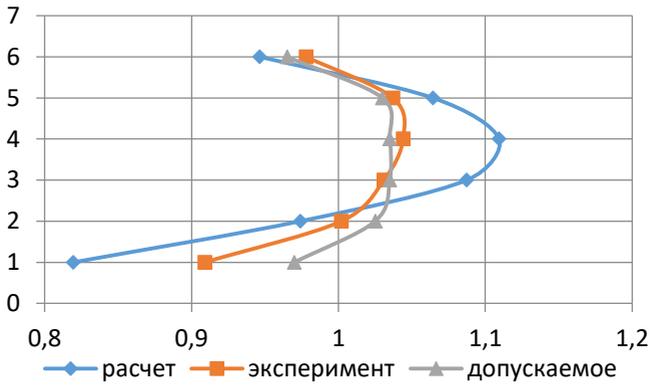


Рисунок 8.71 – Радиальная эпюра температурного поля на выходе из КС

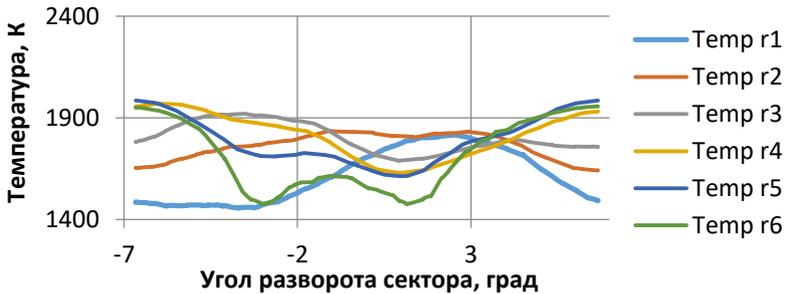


Рисунок 8.72 – Развёртка температуры на выходе из КС (окружная эпюра)

- сопоставления с экспериментальными данными;
- картин для выявления дефектов как недостатков рабочего процесса или резкого изменения параметров (рисунки 8.73, 8.74, 8.75);

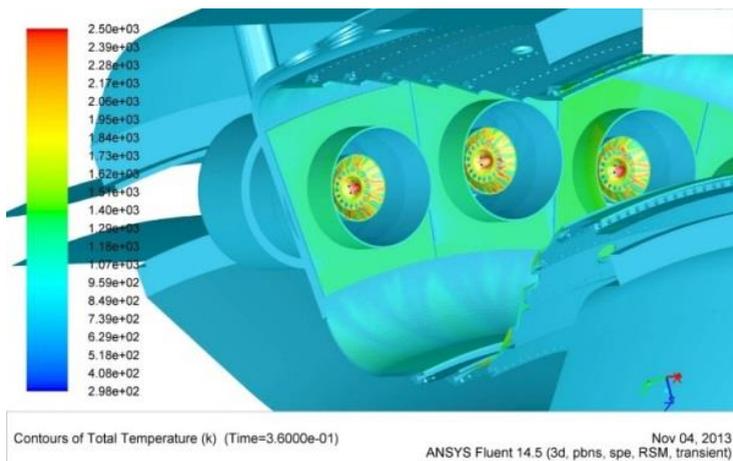


Рисунок 8.73 – Температурное поле на стенах КС

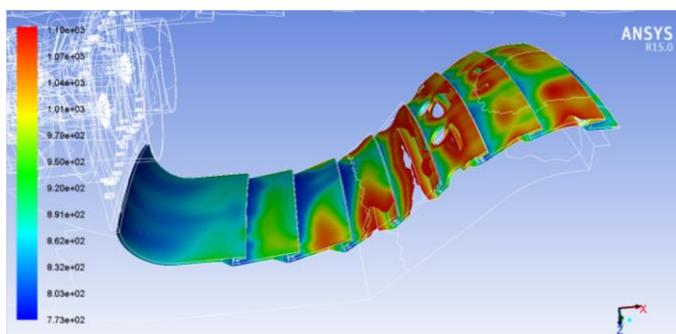


Рисунок 8.74 – Изменение температуры на стенке жаровой трубы

Визуализация и анализ получаемых расчётных данных имеют свои особенности. В отличие от традиционных, одномерных расчётов, трёхмерный расчёт позволяет получить изменение параметров в трёхмерных координатах. Между тем, разработчики камер сгорания привыкли иметь дело с осреднёнными каким-либо образом величинами (по массе, площади и т.д.). Поэтому рассмотрение на экране монитора полученных расчётных данных из-

за обилия информации не всегда позволяет верно оценить происходящие в исследуемом объекте процессы. Необходим такой выбор представления информации, который в каждом конкретном случае позволил бы получить наиболее полное представление о характерных особенностях исследуемого процесса или явления.

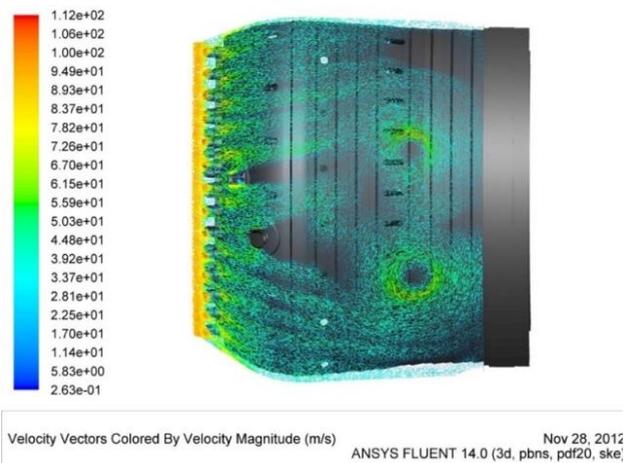


Рисунок 8.75 – Вектора скорости во внешнем кольцевом канале

8.4 Моделирование рабочего процесса камер сгорания

Рассмотрим основные типовые подходы к трёхмерному моделированию и оценке параметров и характеристик рабочего процесса на примере камеры сгорания ГТУ, использующей газовое топливо. Их моделирование имеет следующие особенности.

Определение потерь полного давления и распределения воздуха по длине жаровой трубы

1) *построение геометрической модели камеры сгорания*

- секторная модель (являющаяся в данном случае достаточной), включающая хотя бы одно уникальное для данной КС горелочное устройство. Если все горелочные устройства одинаковые, то сектор может содержать одно горелочное устройство. Остальные элементы проточной части остаются без изменений.

- отсутствуют каналы подачи топлива.
- отсутствуют или упрощены элементы крепления.

2) *генерация конечно-элементной сетки*

- высокая плотность сетки в области отверстий ЖТ, в зоне обратных токов и у лопаток завихрителей.

- наличие призматических слоёв сетки на стенках диффузора.

3) *определение математических моделей физических явлений*

- стационарная постановка (RANS).

- модель турбулентности $k-\varepsilon$ *Realizable*.

- однокомпонентный газ с параметрами воздуха (зависимость вязкости от температуры, изменение плотности рабочего тела по закону идеального газа).

4) *назначение граничных и начальных условий*

- граничные условия назначаются исходя из конкретных условий работы КС, для которых выполняется расчёт.

- профиль скорости и характеристик турбулентности потока на входе назначается по результатам предварительного трёхмерного расчёта компрессора высокого давления или экспериментальных измерений.

- поскольку часто необходимо получить гидравлическую характеристику КС (зависимость потерь от приведённой скорости на входе или приведённого расхода воздуха), то производится серия расчётов, отличающихся граничными условиями. В серии расчётов начальными условиями для первого расчёта служит равномерное распределение параметров потока по объёму расчётной области, для всех последующих – результаты предыдущего расчёта.

5) *настройка решателя и решение*

- порядок дискретизации по пространству: схема второго порядка;

- релаксационные факторы: рекомендованные разработчиками программного продукта;

- количество итераций: до достижения устойчивых значений давления на входе и на выходе из КС.

б) *обработка результатов расчёта*

- основными результатами расчёта являются осреднённые значения полного давления на входе и на выходе из КС, полная температура на входе в КС, массовый расход через КС.

- визуализируется структура течения в объёме КС.

- для получения распределения воздуха по длине ЖТ необходимо создать вспомогательные сечения внутри жаровой трубы

за каждым из поясов подвода воздуха.

Расчёт радиальной и окружной неравномерности поля температуры на выходе из КС

1) построение геометрической модели камеры сгорания

- размер сектора камеры сгорания должен полностью отражать все факторы, влияющие на образование температурного поля на выходе из КС: подвесы жаровой трубы, воспламенители и другие элементы.

- для образования топливовоздушной смеси необходимо учитывать каналы системы топливоподачи.

- отсутствуют или упрощены элементы крепления, не влияющие на формирование поля.

2) генерация конечно-элементной сетки

- высокая плотность сетки в области отверстий ЖТ.

- высокая плотность сетки в области горения и области смещения со струями вторичного воздуха.

- наличие призматических слоёв сетки на стенках диффузора

3) определение математических моделей физических явлений

- стационарная постановка.

- модель турбулентности $k-\varepsilon$ Realizable.

- многокомпонентный газ.

- горения описывается глобальными реакциями окисления топлива.

- излучение учитывается в рамках модели дискретных ординат.

- задаются зависимости: вязкости от температуры; изменения плотности рабочего тела по закону идеального газа; изобарной теплоёмкости для каждого компонента смеси от температуры; изобарной теплоёмкости смеси от её состава; коэффициент поглощения от состава смеси.

4) назначение граничных и начальных условий

- граничные условия назначаются исходя из конкретных расчётных условий работы КС.

- профиль скорости и характеристик турбулентности потока на входе назначается по результатам предварительного трёхмерного расчёта компрессора высокого давления или экспериментальных измерений.

- для инициации процесса горения необходимо произвести расчёт без горения для формирования ТВС в объёме ЖТ и затем повысить температуру внутри жаровой трубы выше температуры воспламенения смеси.

5) *настройка решателя и решение*

- порядок дискретизации по пространству: схема второго порядка.

- релаксационные факторы: при первых итерациях – уменьшить релаксацию до 0,9 по скорости и температуре потока, затем при достижении стабильного решения использовать значения рекомендованные разработчиками программного продукта.

- количество итераций: до достижения устойчивого значений температуры на выходе из КС (отклонения значений от стабильного не более 1 %).

б) *обработка результатов расчёта*

- для получения радиальной и окружной эпюры создаются вспомогательные сечения, имитирующие измерения поля температуры термогребёнкой в стендовых условиях.

- обработка результатов производится согласно отраслевым стандартам.

Моделирование температурного состояния стенок ЖТ

1) *построение геометрической модели камеры сгорания*

- размер сектора камеры сгорания должен полностью отражать все факторы, влияющие на формирование температуры стенок жаровой трубы: подвесы жаровой трубы, соединения конструктивных элементов КС, воспламенители и прочие.

- для образования топливовоздушной смеси необходимо учитывать каналы системы топливоподачи.

- необходимо учитывать элементы крепления стенок ЖТ к корпусу и сопряжение с соседними элементами (например, сопловым аппаратом).

- для расчёта теплового потока необходимо учитывать стенки жаровой трубы, поэтому в трёхмерный газодинамический расчёт включается их твердотельная геометрическая модель, модель становится «сопряжённой».

2) *генерация конечно-элементной сетки*

- высокая плотность КЭ сетки в области отверстий ЖТ.

- высокая плотность сетки в области горения и области смешения со струями вторичного воздуха.

- наличие призматических слоёв КЭ сетки на стенках диффузора и стенках жаровой трубы со стороны основного потока газа.

- минимальное количество слоёв КЭ по толщине стенок ЖТ – 5 штук.

3) *определение математических моделей физических явлений*

- стационарная постановка (RANS).

- модель турбулентности *k-ε Realizable*.

- многокомпонентный газ.

- горение описывается глобальными реакциями окисления топлива.

- излучения учитывается в рамках модели дискретных ординат.

- задаётся зависимость вязкости от температуры; изменение плотности рабочего тела по закону идеального газа; изобарной теплоёмкости для смеси от состава и для каждого компонента смеси от температуры; коэффициент поглощения задаётся от состава смеси.

- задаются свойства материалов в зависимости от *T*.

4) *назначение граничных и начальных условий*

- граничные условия назначаются исходя из рассчитываемых условий работы КС.

- профиль скорости и характеристик турбулентности потока на входе назначается по результатам предварительного трёхмерного расчёта компрессора высокого давления или экспериментальных измерений.

- для инициации процесса горения необходимо произвести расчёт без горения для формирования ТВС в объёме ЖТ и затем повысить температуру внутри жаровой трубы выше температуры воспламенения смеси.

- теплозащитное покрытие на стенках ЖТ задаётся в виде термического сопротивления с известными характеристиками (толщина, теплопроводность).

5) *настройка решателя и решение*

- порядок дискретизации по пространству: схема второго порядка

- релаксационные факторы: при первых итерациях – уменьшить релаксацию до 0,9 по скорости и температуре потока, по

достижении стабильного решения использовать рекомендованные разработчиками программного продукта.

- количество итераций: до достижения стабильных значений максимальной температуры на стенке ЖТ с отклонениями не более 1%.

б) *обработка результатов расчёта*

- определяются области на стенках ЖТ с высоким градиентом температур и температурами выше допустимой для используемого материала.

- оценивается эффективность системы охлаждения, при необходимости формируются рекомендации для доводки системы охлаждения.

Расчёт полноты сгорания

1) *построение геометрической модели камеры сгорания*

- размер сектора камеры сгорания должен полностью отражать все факторы, влияющие на течение воздуха в кольцевых каналах КС.

- для образования топливовоздушной смеси необходимо учитывать каналы системы топливоподачи.

- для расчёта теплового потока необходимо учитывать стенки жаровой трубы, поэтому в трёхмерный газодинамический расчёт включается их твердотельная геометрическая модель.

2) *генерация конечно-элементной сетки*

- высокая плотность сетки в области отверстий ЖТ.

- высокая плотность сетки в области горения и области смешения со струями вторичного воздуха. При необходимости используется локальная адаптация по результатам расчёта вблизи фронта пламени

- наличие призматических слоёв сетки на стенках диффузора и стенках жаровой трубы со стороны газа.

- минимальное количество слоёв по толщине стенок жаровой трубы – 5 штук.

3) *определение математических моделей физических явлений*

- стационарная постановка (RANS).

- модель турбулентности *k-ε Realizable*.

- многокомпонентный газ.

- горение описывается моделями и механизмами химических реакций, достоверно прогнозирующими скорость распространения

пламени при заданных внутрикамерных условиях (давление и начальная температура).

- излучение учитывается в рамках модели дискретных ординат.
- задаётся зависимость вязкости от температуры; изменение плотности рабочего тела по закону идеального газа; изобарной теплоёмкости для смеси от состава и для каждого компонента смеси от температуры; коэффициент поглощения от состава смеси.

- задаются свойства материалов стенок жаровой трубы в зависимости от температуры.

4) *назначение граничных и начальных условий*

- граничные условия назначаются исходя из условий работы камеры сгорания (см. таблицу выше).

- профиль скорости и характеристик турбулентности потока на входе назначается по результатам предварительного трёхмерного расчёта компрессора высокого давления или экспериментальных измерений.

- для инициации процесса горения необходимо произвести расчёт без горения для формирования топливоздушная смеси в объёме жаровой трубы и затем локально повысить температуру выше температуры воспламенения смеси.

- теплозащитное покрытие на стенках жаровой трубы задаётся в виде термического сопротивления с известными характеристиками (толщина, теплопроводность).

5) *настройка решателя и решение*

- порядок дискретизации по пространству: схема второго порядка.

- релаксационные факторы: при первых итерациях – уменьшить релаксацию по скорости и температуре потока, при достижении стабильного решения, далее - рекомендованные разработчиками программного продукта.

- количество итераций: до достижения устойчивого значения концентрации топлива и СО на выходе из КС.

б) *обработка результатов расчёта*

- По результатам расчёта определяется химическая полнота сгорания топлива. Для этого определяются концентрации продуктов неполного сгорания на выходе из КС. Далее, по ниже приведённой формуле определяется полнота сгорания:

$$\eta_T = 1 - \frac{C_T \cdot (Hu_{CO} \cdot A_{CO} + Hu_{CH_4} \cdot A_{CH_4} + Hu_{H_2} \cdot A_{H_2})}{Hu_T \cdot \Sigma C}, \quad (8.76)$$

где Hu_{CO} , Hu_{CH_4} , Hu_{H_2} и Hu_T – низшая теплотворная способность CO, CH₄, H₂ и топлива;

A_{CO} , A_{CH_4} , A_{H_2} – содержание углеродсодержащих компонентов и водорода;

C_T – содержание углерода в топливе;

ΣC – суммарное содержание углерода в продуктах сгорания.

На данный момент используемый подход позволяет лишь качественно оценить влияние конструктивных и режимных параметров на характеристику камеры сгорания по полноте. Для разработки методики точного определения полноты сгорания требуются детальные экспериментальные данные для верификации и доработки алгоритма приведённого расчёта.

Расчёт выбросов окислов азота

1) построение геометрической модели камеры сгорания

- размер сектора камеры сгорания должен полностью отражать все факторы, влияющие на течение воздуха в кольцевых каналах камеры сгорания.

- для образования топливовоздушной смеси необходимо учитывать каналы системы топливopодачи.

- для расчёта теплового потока необходимо учитывать стенки жаровой трубы, поэтому в трёхмерный газодинамический расчёт включается их твердотельная геометрическая модель.

2) генерация конечно-элементной сетки

- высокая плотность сетки в области отверстий ЖТ.

- высокая плотность сетки в области горения и области смещения со струями вторичного воздуха. При необходимости используется локальная адаптация по результатам расчёта вблизи фронта пламени.

- наличие призматических слоёв сетки на стенках диффузора и стенках жаровой трубы со стороны газа.

- минимальное количество слоёв по толщине стенок жаровой трубы – 5 штук.

3) определение математических моделей физических явлений

- стационарная постановка (RANS).
- модель турбулентности $k-\varepsilon$ *Realizable*.
- многокомпонентный газ.
- горение описывается моделями и механизмами химических реакций, достоверно прогнозирующими скорость распространения пламени при заданных внутрикамерных условиях (давление и начальная температура).

- излучение учитывается в рамках модели дискретных ординат.
- задаётся зависимость вязкости от температуры; изменение плотности рабочего тела по закону идеального газа; изобарной теплоёмкости для смеси от состава и для каждого компонента смеси от температуры; коэффициент поглощения задаётся от состава смеси.

- задаются свойства материалов стенок ЖТ в зависимости от температуры.

- для прогнозирования выбросов окислов азота используется термический механизм их образования с учётом турбулентных пульсаций температуры потока.

4) *назначение граничных и начальных условий*

- граничные условия назначаются исходя из условий работы КС, для которых выполняется расчёт.

- профиль скорости и характеристик турбулентности потока на входе назначается по результатам предварительного трёхмерного расчёта компрессора высокого давления или экспериментальных измерений.

- для инициации процесса горения необходимо произвести расчёт без горения для формирования ТВС в объёме ЖТ и затем повысить температуру в жаровой трубе выше температуры воспламенения смеси.

- теплозащитное покрытие на стенках ЖТ задаётся в виде термического сопротивления с известными характеристиками (толщина, теплопроводность).

5) *настройка решателя и решение*

- порядок дискретизации по пространству: схема второго порядка

- релаксационные факторы: при первых итерациях – уменьшить релаксацию по скорости и температуре потока, при достижении стабильного решения, далее - рекомендованные разработчиками программного продукта.

- количество итераций: до достижения стабильных значений концентрации NO_x на выходе из КС.

б) *обработка результатов расчёта*

- определяется концентрация окислов азота на выходе из КС.
- определяются локальные зоны максимального образования окислов азота в объёме камеры сгорания.

Приведённые подходы к реализации численного моделирования характеристик рабочего процесса камер сгорания ГТД и ГТУ на сегодняшний день являются типовыми. Вместе с тем они постоянно совершенствуются в целях снижения временных затрат, повышения точности расчёта и охвата процессом моделирования всех интересующих проектировщика камер сгорания процессов. Так, уже существуют методики расчёта пределов устойчивой работы без погасания и вибрационного горения, расчёта характеристик камеры сгорания с учётом соседних узлов двигателя и др. Но их описание выходит за рамки учебного курса.

Контрольные вопросы

1 Почему моделирование процессов в камере сгорания является составной частью процессов проектирования и доводки всего двигателя?

2 Назовите основные этапы численного моделирования процессов в камере сгорания.

3 Что такое геометрическая модель и каково её назначение?

4 Какие основные подходы используются при создании геометрических моделей камеры сгорания?

5 Какие виды сеточных моделей вам известны?

6 Что представляет собой математическая модель рабочего процесса камеры сгорания?

7 Как моделируют турбулентность в камере сгорания?

8 Какие параметры и характеристики рабочего процесса обычно моделируются при проектировании камеры сгорания?

ГЛАВА 9

МЕТОДОЛОГИЯ КОМПЛЕКСНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ КАМЕР СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Проектирование сложных технических систем, к которым относятся ГТД и их элементы, невозможно без наличия определённой методологии, представляющей систему принципов, методов и методик, направленных на решение этой задачи. Развитие науки и техники приводит к постоянному совершенствованию этих инструментов для процесса проектирования, поэтому и сама методология как система реализуемых подходов не является неизблемой и развивается во времени.

Рассмотрим пути совершенствования традиционной методологии проектирования камер сгорания за счёт использования численного моделирования.

Камера сгорания (КС) является тем элементом ГТД, развитие конструкции которого в последние годы определяет выполнение большинства требований к двигателю в целом, как с точки зрения энергетической эффективности, так и ресурса, и экологии. Несмотря на кажущуюся простоту конструкции камеры сгорания, на фоне других элементов газотурбинных двигателей и установок, она представляет собой узел, весьма сложный для проектирования. Сложность проектирования КС и подходов к его реализации определяется структурой и физическими процессами создаваемого объекта. Для современных камер сгорания газотурбинной техники ввиду наличия в них большого количества различных деталей такая структура не является простой. Рабочий процесс камер сгорания газотурбинной техники включает в себя широкий ряд одновременно происходящих различных по своей природе процессов, таких как аэродинамические процессы течения одно и многофазных потоков, физико-химические процессы горения топлива, тепловые процессы, ведущие к термическим нагрузкам деталей и т.д. Из-за малой изученности и отсутствия точного детального математического описания на сегодняшний день многие из этих процессов трудно поддаются расчётам.

Совершенствование методологии проектирования камер сгорания ГТД включает в себя как изменение порядка использования существующих методов, так и дополнение его новыми, методами.

Процесс оптимального проектирования КС, как и процесс решения практически любой сложной технической задачи всегда многовариантен. Проблема такого комплексного оптимального проектирования заключается в необходимости выполнения большого количества расчётов и экспериментальных доводочных работ. В ближайшие годы решение задачи проектирования камер сгорания ещё более усложнится. Уровень параметров авиационных ГТД IV и V поколений близок к достижимому при существующих конструктивных решениях, применяемых материалах, с учётом используемых технологий изготовления и проектирования. Для двигателей следующих поколений прогнозируется дальнейшее существенное увеличение степени повышения давления в компрессоре, температуры газов в камере сгорания при дальнейшем снижении времени пребывания газа в ней. Требования к эффективности и устойчивости рабочего процесса, к экологическим характеристикам, надёжности и ресурсу все более ужесточаются. В итоге, в по оценкам иностранных специалистов временные затраты на научно-исследовательские и экспериментальные работы (НИЭР) для двигателей новых поколений могут увеличиться в два раза по отношению к существующим. Поскольку это нежелательно, необходимо обеспечить выполнение многовариантных расчётов и выбор оптимальных решений при существенном снижении временных затрат.

Основой для изменения характера методологии проектирования камер сгорания может послужить уже начавшееся широкое применение для этих целей компьютерной техники и CAD/CAE-технологий. Такие сложные инженерные изделия, как ГТД и его камера сгорания, должны удовлетворять большому набору определённых критериев. Обеспечить соответствие проектируемого изделия этим критериям можно только при комплексной оценке влияния на характеристики рабочего процесса геометрических параметров, свойств используемых материалов и условий и режимов работы изделия. В отличие от традиционных расчётных методик использование пакетов инженерного анализа предоставляет все эти возможности. Так, они позволяют оценивать влияние мелких

конструктивных элементов на рабочий процесс всей камеры, интегрировать в одном расчёте решение принципиально различных задач (например, оценка полей температуры на выходе из КС и расчёт образования NO_x). Численное моделирование позволяет включать в анализ смежные области и выявлять проблемы, связанные с совместной работой соседних узлов на ранних этапах расчёта. Кроме того, основывая процесс разработки изделия на численном моделировании, инженеры лучше понимают протекающие в нём физические явления и предсказывают его поведение при изменении каких-либо факторов. При этом удаётся рассмотреть больше концептуальных проектов, что сокращает прямые затраты на изготовление дорогостоящих опытных образцов и позволяет быстрее принимать обоснованные проектные решения. В результате создаются более эффективные изделия.

Вместе с тем, существующие подходы к проектированию ГТД и их камер сгорания с использованием компьютерной техники, остаются аналогичными традиционным, также, как и основные этапы этого процесса (разработка технического задания и технического предложения, выполнение эскизного и технического проекта). Проблема, связанная с увеличением времени на реализацию каждого этапа проектирования может быть решена за счёт параллельного инжиниринга – совмещения работ по эскизному и техническому проектированию (рисунок 9.1).

Основные этапы проектирования ГТД

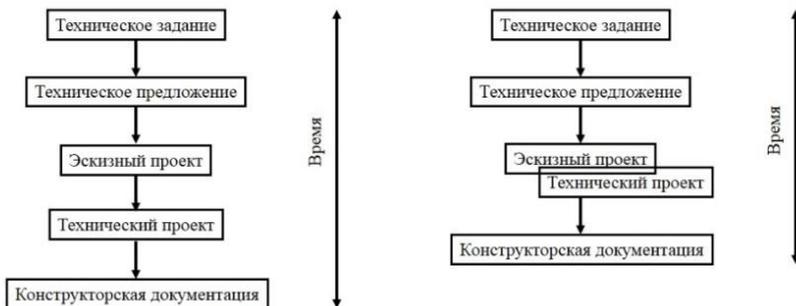


Рисунок 9.1 – Основные этапы проектирования ГТД

Принципиально для расчёта характеристик камеры сгорания могут использоваться следующие методы:

- расчёты с помощью эмпирических зависимостей;
- численное решение дифференциальных уравнений газовой динамики для химически реагирующей смеси;
- реакторные модели горения.

До настоящего времени особенностью проектирования КС на ранних этапах являлось широкое использование упрощённых методов расчётов с использованием эмпирических коэффициентов (одномерные расчёты, целью которых является формирование облика КС). На этапе технического проектирования в последнее время всё чаще выполняются трёхмерные расчёты, позволяющие достоверно оценить характеристики камеры сгорания, в том числе с учётом локального изменения параметров (например, окружной неравномерности поля температуры). Современный уровень развития компьютерного моделирования позволяет интегрировать этапы эскизного и технического проектирования друг в друга, соединив их в рамках единой среды, объединяющей концептуальное и техническое проектирование.

До настоящего времени результатом работ каждого этапа является получение определённой документации, а в конечном итоге – той, по которой будет производиться двигатель. При этом основной формой представления результатов интеллектуальной деятельности, даже при использовании компьютерной техники, является бумажный документ, на основании которого проводятся разработка изделия, контроль и все согласования.

Очевидно, что для эффективного решения задач проектирования целесообразен переход к безбумажной организации этого процесса, так как при использовании компьютерной техники проще выполнять формирование всех документов и их передачу в цифровом виде. Переход к электронному документообороту позволит уменьшить время проектирования за счёт снижения времени доставки необходимых документов нужным лицам, обеспечения параллельности разработки основных элементов ГТД и повышения качества создаваемого объекта, облегчающего доводку.

Большинство процессов, происходящих в камере сгорания трудно поддаются расчётам, поэтому при её создании активно используется опыт каждого конкретного двигателестроительного предприятия и

требуется выполнение большого объёма экспериментальных и доводочных работ.

Обычно проектирование и последующая доводка элементов ГТД рассматриваются как процессы, разделённые выполненным в металле образцом. При этом доводка является комплексом работ, направленным на устранение выявленных в ходе испытаний реального объекта недостатков. Основным инструментом доводки являются натурные испытания изделия в целом или поузловые, а сам процесс доводки реализуется методом итераций. Сначала выбранный вариант конструкции выполняется в металле и проводятся его стендовые испытания. Если в процессе испытаний выявляется несоответствие изделия каким-либо требованиям технического задания, то в конструкцию вносятся соответствующие изменения, появляется новый вариант конструкции, который производится в металле. Эта цепочка может повторяться несколько раз. Камера сгорания ГТД при этом не является исключением - для неё имеет место та же ситуация. Временные затраты при этом весьма существенны, так как изготовление опытных образцов, не являющихся серийными изделиями всегда представляет собой сложную задачу. Активное использование пакетов инженерного анализа позволяет по-другому решать эту задачу (рисунок 9.2).

С их помощью достаточно большую часть доводочных работ можно осуществить без изготовления конструкции в металле и без её стендовых испытаний, снизив тем самым как временные, так и материальные затраты за счёт снижения объёма производственных и стендовых работ. В перспективе для камеры сгорания, как в настоящее время для турбомашин станет возможна расчётная оптимизация. Это в свою очередь позволит дополнительно уменьшить объёмы затраты на изготовления опытных образцов и количество итераций при их стендовых испытаниях.

Однако, концепция современного проектирования КС ГТД и ГТУ на базе широкого использования численного моделирования пока находится в стадии освоения и встречает на своём пути много проблем, связанных как с математическим моделированием рабочего процесса КС ГТД на компьютере, так и с его обеспечением. При этом совершенно очевидно, широкое применение компьютерной техники не означает отказ от традиционных исследований.

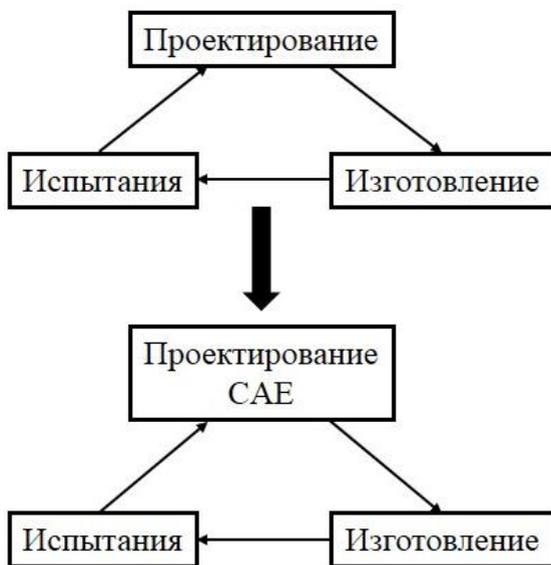


Рисунок 9.2 – Изменение подходов к процессу доводки КС при использовании САЕ-систем

Наоборот, качественный результат в проектировании КС может быть получен только при совместном использовании численного и натурального экспериментов. Дело в том, что на сегодняшний день расчёты показывающие качественное изменение параметров в камере сгорания по актуальности уступают место расчётам, обеспечивающим точное, количественное воспроизведение изменения характеристик и параметров рабочего процесса реальной камеры сгорания. Для реализации расчётов второго типа необходимо иметь отлаженные, верифицированные на базе реальных экспериментов методы и методики. Соответственно для развития новой методологии проектирования КС необходимы не только новые расчётные, но и новые экспериментальные методы, позволяющие, например, эффективно оценивать, структуру газового потока, характеристики топливного факела и т.д. В этом плане достаточно

успешно развиваются лазерно-оптические методы. Кроме собственно экспериментальных методов исследования необходимо развивать и экспериментальную базу, позволяющую их успешно реализовать. Здесь перспективно направление создание экспериментальных стендов, позволяющих исследовать рабочий процесс проектируемых камер сгорания в реальных условиях, соответствующих их работе в составе двигателя, например, при повышенных давлениях и температурах на входе.

Использование различных методов для проектирования и доводки камеры сгорания в настоящее время на различных этапах этого процесса представлено на рисунке 9.3.



Рисунок 9.3 – Применение различных методов при проектировании и доводке камеры сгорания.

Как показано на рисунке, в рамках выполнения каждого этапа могут быть использованы различные методы или их набор. При этом выбор конкретного метода зависит от большого количества факторов, учитывающих как его достоинства и недостатки, так и наработки проектировщика в использовании различных методов. Реализация каждого этапа выполняется методом итераций (рисунок 9.4).

Рисунок 9.3 показывает, что создание камеры сгорания может выполняться вне рамок традиционной схемы техническое предложение – эскизный проект – технический проект – разработка

документации. Такая схема является условной и может быть упрощена в соответствии с набором реально выполняемых работ. Одной из основ такого подхода является передача данных в виде электронного документа.

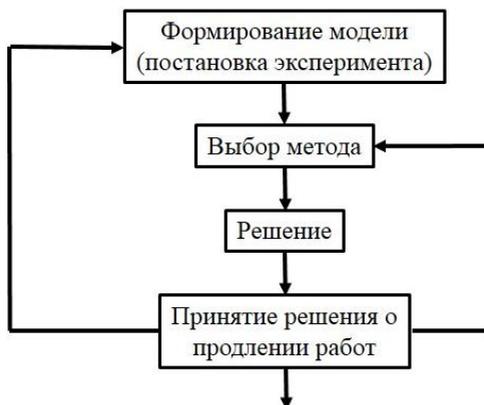


Рисунок 9.4 – Реализация этапов проектирования и доводки камеры сгорания

Из рисунка 9.4 следует, что основной путь уменьшения временных затрат как на проектирование, так и доводку камер сгорания заключается в уменьшении количества итераций, которое может быть достигнуто следующими путями:

- чёткая формулировка задач исследования и его математического описания;
- выбор эффективных методов для решения конкретных задач проектирования с учётом конкретных условий;
- широкое использование компьютерной техники, не только ускоряющей решение задач, но и с помощью качественной визуализации их результатов обеспечивающих быстроту принятия решения и его правильность.

Исходя из всего вышесказанного можно предложить следующую методологию проектирования и доводки камер сгорания с использованием численного моделирования.

Этапы проектирования КС:

- 1) термогазодинамический расчёт ГТД. Предварительный проектировочный расчёт газогенератора.

Данные расчёты выполняются специалистами, обеспечивающими предварительное проектирование двигателя. Инструментом здесь служит программа «Астра» или аналогичные ей. Специалисты, занимающиеся проектированием камеры сгорания на этом этапе осуществляют согласование параметров и геометрии в местах стыковки камеры сгорания с компрессором и турбиной и выбор значений π_k , T_k , T_T , $\lambda_{кс}$, $B_{кс}$, которые могут быть реально реализованы на конкретной КС и в значительной мере формируют её облик.

2) проектировочный расчёт КС с элементами оптимизации предварительной конструкции.

На данном этапе определяются основные размеры элементов проектируемой КС, закон подвода воздуха. Окончательно определяется прототип КС (кольцевая или индивидуальная, прямоточная или противоточная и т.д.). В качестве расчётного инструмента используются простейшие компьютерные программы, базирующиеся на традиционных методиках проектирования, что позволяет проектировать, сопоставлять и анализировать большее количество предварительных вариантов.

3) роостроение 3D модели КС с использованием параметризации.

Производится построение реальной и расчётной 3D моделей. Первая в дальнейшем будет служить основой для создания конструкторской документации, а вторая - для создания на её базе расчётной сеточной модели. При создании второй модели решается задача упрощения исходной реальной геометрии для обеспечения уменьшения временных затрат при построении сеточной модели и расчёте. При этом возникает проблема выбора как и что упрощать. Здесь используется следующий основной подход - упрощению подвергается то, что не влияет впоследствии на расчёт элементов рабочего процесса и результаты расчёта основных характеристик КС. Процесс выбора (его эффективность) зависит от опыта создателя модели, в том числе в плане выполнения расчётов.

Для обеспечения работы с большим количеством вариантов геометрии и быстроты внесения изменений в конструкцию используется параметризация. Её суть заключается в предварительном назначении связей между размерами разных деталей и автоматическом перестроении конфигурации всех деталей при изменении геометрии одной из деталей.

На этом этапе с помощью полученной 3D модели может быть произведена методами аддитивной технологии форсунка или горелка и с опережением начаты их натурные испытания для получения представления о характеристиках этих устройств и необходимости их последующей доработки. Также здесь может быть развёрнуто проектирование и отработка запального устройства, – отработка диффузора КС с спрямляющим аппаратом компрессора.

4) построение сеточной модели.

Основная проблема построения сеточной модели: большое количество элементов в модели ограничено увеличивающимися временными затратами при расчёте, а минимальное – не обеспечивает требуемой точности. Соответственно задача этапа – создать сеточную модель с как можно меньшим количеством элементов при обеспечении требуемой точности расчёта. Эта задача решается за счёт использования имеющегося опыта численного моделирования и опыта создания аналогичных сеточных моделей. Качество сеточной модели определяется в тестовых расчётах, а также за счёт использования параметров оценки сетки (например, скошенности). В общем случае задача построения сетки решается путём итераций.

5) численное моделирование рабочего процесса и основных интегральных характеристик проектируемой КС (поверочный расчёт).

На данном этапе проводится расчётное определение всех основных характеристик КС, требования к которым заложены в ТЗ. Как правило, определяются:

- величина коэффициента полноты сгорания топлива на расчётных режимах,

- потери полного давления в тракте КС,

- экологические характеристики,

- поля температур на выходе при изменении режима двигателя.

Совершенствование методов численного моделирования в последнее время позволяет также определять расчётным путём:

- ресурсные показатели,

- устойчивость рабочего процесса при изменении режима работы, и некоторые другие характеристики.

Степень точности расчёта всех этих характеристик на сегодняшний день различна, что-то определяется более, а что-то менее достоверно. Для обеспечения требуемой достоверности

обязательным условием является наличие опыта у расчётчика и верификации используемых расчётных методов и методик.

б) расчётное определение характеристик КС с учётом соседних узлов (компрессор, турбина).

Теории оптимизации совместной работы компрессора, КС и турбины в настоящее время не существует. При этом все эти узлы взаимосвязаны в рабочем процессе ГТД и в значительной мере воздействуют друг на друга. Так, параметры потока за компрессором (значения давления, температуры, угла закрутки и распределения скорости) сильно влияют на процессы в КС, и на её выходные характеристики.

Поэтому очень важно разработать метод, позволяющий решить задачу учёта влияния соседних узлов на характеристики КС. Авторами статьи создан алгоритм расчёта, в котором реализован новый метод моделирования вращения ротора. Выполненный тестовый совместный расчёт КС с компрессором, позволяющий в нестационарной постановке определять протекание процессов в КС показал, что отличия в определении отдельных параметров по сравнению с ранее используемыми подходами могут достигать до 10% и более.

Определение эффективности совместной работы элементов газогенератора ГТД на этапе проектирования двигателя, до его изготовления в «металле» позволяет сэкономить значительные средства и получить в конечном итоге более успешную конструкцию.

7) выбор окончательной конструкции КС

На основании анализа результатов производится окончательный выбор конструкции КС и формируется её 3D – модель.

8) изготовление опытной КС

Значительных успехов на этом этапе можно добиться, используя аддитивные технологии, позволяющие на порядок ускорить производство опытных изделий. Это стало возможным по мере развития послойного лазерного спекания (сплавления) металлопорошковых композиций, предоставляющим в отличие от ранее использовавшихся для этой цели полимеров возможность производства опытных образцов камер сгорания и их элементов для проведения не только «холодных», но и «огневых испытаний».

9) стендовые испытания опытной КС.

Основная задача стендовых испытаний - точно определить характеристики и параметры проектируемой КС в условиях максимально приближенных к её работе в составе двигателя. Поэтому испытания КС в перспективе необходимо проводить как при наличии элементов соседних узлов (например, в первом приближении со спрямляющим аппаратом компрессора), так и при имитации повышенного давления и температуры за компрессором.

Повысить точность определения параметров при испытаниях позволяют новые методы измерений, например, интенсивно развивающиеся в последнее время лазерно-оптические методы, позволяющие решать широкий круг задач - от определения параметров газового потока до нахождения характеристик распыливания форсунок и т.д. Они обладают рядом важных преимуществ по отношению к традиционным «контактным» методам.

10) обработка результатов стендового эксперимента и расчеты с целью определения направления доводки КС.

Основная задача данного этапа - выработать подходы, обеспечивающие решение проблем, связанных с выполнением требований технического задания. На этом этапе для определения направления доводки КС может успешно использоваться численное моделирование.

11) расчёты доработанного варианта;

12) выполнение в металле новой модификации КС;

13) испытания и доводка КС.

Пункты 11-13 могут выполняться неоднократно.

14) испытания КС в составе двигателя;

15) оформление конструкторской и технологической документации.

В основе описанной методологии лежит не создание определённых проектов (эскизного, технического), а создание камеры сгорания удовлетворяющей требованиям технического задания. Расчётные методы и методики, используемые в предлагаемой методологии апробированы в ходе совместных работ с рядом ведущих предприятий РФ и их основа изложена в данном пособии.

ГЛОССАРИЙ

Вторичный воздух— это воздух, поступающий внутрь жаровой трубы через боковые отверстия в её стенке и служащий для её охлаждения и выравнивания поля температур рабочего тела перед турбиной..

Диффузор камеры сгорания-основной элемент камеры сгорания, предназначенный для снижения скорости потока воздуха за компрессором с целью обеспечения устойчивого горения и уменьшения потерь давления

Жаровая труба - это один из основных элементов камеры сгорания газотурбинного авиационного двигателя, в которой происходит горение топлива.

Зона горения – зона, условно выделяемая в камере сгорания, в которой происходит подвод первичного воздуха и топлива и приготовление топливо-воздушной смеси

Зоны камеры сгорания – условно выделяемые внутри камеры сгорания зоны, в которых происходят процессы горения и взаимного перемешивания потоков.

Зона смешения (разбавления) – зона камеры сгорания, в которой в жаровую трубу поступает вторичный воздух, не участвующий в процессе горения, но формирующий поле температур на выходе из камеры сгорания

Камера сгорания ГТД – является одним из основных элементов двигателя, в котором производится подвод теплоты к рабочему телу

Кольцевая камера сгорания – камера сгорания, имеющая одну жаровую трубу, выполненную в виде кольца и концентрически расположенную между наружным и внутренним корпусами камеры сгорания

Неравномерность поля температур на выходе из камеры сгорания – важный показатель, определяющий условия работы турбины. Включает две составляющие: окружную и радиальную

неравномерности. Первая важна для лопаток соплового аппарата турбины, а вторая – для лопаток рабочего колеса.

Первичный воздух— воздух, поступающий в жаровую трубу камеры сгорания через фронтное устройство и принимающий непосредственное участие в формировании топливно-воздушной смеси и процессе сгорания топлива

Потери давления в камере сгорания – потери полного давления, которые складываются из гидравлических потерь и потерь от подвода тепла к рабочему телу

Промежуточная зона камеры сгорания – зона, в которой завершается сгорание топлива и в которую уже поступает вторичный воздух, участвующий в нём.

Противоточная камера сгорания – камера сгорания движение газа в которой не совпадает с его движением по тракту двигателя. Такие камеры сгорания имеют более высокие потери полного давления, но хорошо сочетаются с центробежным компрессором и их можно расположить над турбиной. При больших диаметральных размерах они имеют меньшие осевые габариты

Прямоточная камера сгорания - камера сгорания движение газа в которой совпадает с его движением по тракту двигателя

Теплонапряжённость – параметр, характеризующий полноту использования объёма камеры сгорания для реализации процессов горения и получения тепловой энергии. С ростом теплонапряжённости уменьшаются размеры и вес камеры сгорания.

Типы компоновок камеры сгорания – трубчатая (индивидуальная), трубчато-кольцевая и кольцевая.

Эффективность сгорания топлива в камере сгорания – характеризуется специальным коэффициентом полноты сгорания, достигающим на расчётных режимах 0,99 и более

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иноземцев А.А., Сандрацкий В.Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель» 2006. 1204 с.
2. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. М.: Мир, 1986. 566 с.
3. Пчёлкин Ю.М. Камеры сгорания газотурбинных двигателей: учебник для вузов. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1984. 277 с.
4. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. М.: Физматлит. 2006. 352 с.
5. Волков К.Н., Емельянов В.Н. Течения и теплообмен в каналах и вращающихся плоскостях. М.: Физматлит, 2010. 488 с.
6. Волков К.Н., Емельянов В.Н. Газовые течения с массоподводом в каналах и трактах энергоустановок. М.: Физматлит, 2011. 484 с.
7. Волков К.Н., Емельянов В.Н. Вычислительные технологии в задачах механики жидкости и газа. М.: Физматлит, 2012. 468 с.
8. Волков К.Н., Емельянов В.Н., Зазимко В.А. Турбулентные струи: статистические модели и моделирование крупных вихрей. М.: Физматлит, 2013. 360 с.
9. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей / Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачёв [и др.]. Самара: СНЦ РАН, 2002. 527 с.
10. Ланский А.М., Лукачёв С.В., Матвеев С.Г. Рабочий процесс камер сгорания малоразмерных ГТД. Самара: СНЦ РАН, 2009. 335 с.
11. Матвеев С.Г., Орлов М.Ю., Зубрилин И.А. Проблемы использования компьютерных технологий при проектировании камер сгорания авиационных ГТД и пути их решения // Вестник СГАУ. Самара, 2012. №5(36). С. 36-42.

Учебное издание

*Орлов Михаил Юрьевич,
Лукачёв Сергей Викторович,
Матвеев Сергей Геннадьевич*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

Учебное пособие

В авторской редакции
Компьютерная вёрстка В.М. Анисимова

Подписано в печать 11.12.2017. Формат 60×80 1/16.

Бумага офсетная. Печ. л. 18,25.

Тираж 30 экз. Заказ .

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С. П. КОРОЛЕВА»
(Самарский университет)
443086, САМАРА, МОСКОВСКОЕ ШОССЕ, 34.

Издательство Самарского университета.
443086, Самара, Московское шоссе, 34.