

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»**

На правах рукописи



**Беляков Владислав Альбертович
ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
БЕЗГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ КИСЛОРОДНО-ВОДОРОДНЫХ
ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Специальность 2.5.15. – «Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов»

Диссертация

на соискание ученой степени кандидата технических наук

**Научный руководитель
Доктор технических наук, профессор
Мартirosов Давид Суренович**

Москва 2022

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. Аналитический обзор работ и постановка задачи по исследованию безгазогенераторных кислородно-водородных ЖРД.....	14
1.1 Зарубежные и отечественные разработки кислородно-водородных ЖРД.....	14
1.2 Назначение ЖРД, выполненных по безгазогенераторной схеме.....	39
1.3 Особенности ЖРД безгазогенераторной схемы.....	41
1.4 Обоснование выбранной схемы ЖРД.....	46
1.5 Постановка задачи расчета рабочих процессов кислородно-водородного ЖРД безгазогенераторной схемы.....	53
2. Разработка методики расчета параметров безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД на основе математической модели, описывающей квазистатические рабочие процессы двигателя.....	55
2.1 Структурно-функциональная блок-схема математической модели двигателя.....	55
2.2 Энергетическая увязка на номинальном режиме работы двигателя.....	59
2.2.1 Влияние теплового состояния камеры на энергетические параметры двигателя.....	79
2.2.2 Влияние изменения энтальпии топлива на энергетические параметры двигателя.....	83
2.3 Энергетическая увязка ЖРД и его агрегатов в рабочем диапазоне изменения давления в камере сгорания.....	84
2.4 Критерии сходимости расчетов.....	87
3. Программно-математическое обеспечение проведения расчетов.....	90
3.1 Модуль исходных данных.....	90
3.2 Модуль расчета параметров двигателя на номинальном режиме работы.....	91

3.3. Модуль расчета параметров двигателя в рабочем диапазоне изменения давления в КС	93
3.4. Модуль вывода результатов расчетов и их анализ.....	94
3.5. Вспомогательные модули.....	94
3.6. Численные методы	95
4. Расчетное исследование безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД	97
4.1 Анализ применения математической модели для достижения высоких энергетических параметров ЖРД.....	97
4.3 Влияние изменения полной энтальпии компонентов топлива на энергетические параметры двигателя	103
4.5 Влияние изменения давления в КС на геометрические и энергетические параметры двигателя и его агрегатов.....	106
4.6 Анализ применения математической модели для обеспечения высокого удельного импульса тяги двигателя в рабочем диапазоне изменения давления в КС.....	118
5. Выбор перспективных схем безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, обеспечивающие его высокие энергетические параметры	122
Заключение	126
Список использованных источников	128
Приложение А	140

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ СОКРАЩЕНИЙ

БТНА – бустерный турбонасосный агрегат;

ГГ – газогенератор;

ЖРД – жидкостной ракетный двигатель;

ЖРДУ – жидкостная ракетная двигательная установка

КА – космический аппарат;

КС – камера сгорания;

МБ – межорбитальный буксир;

МТА – межорбитальный транспортный аппарат;

МТКК – многоразовый транспортный космический корабль;

НГ – насос горючего;

НО – насос окислителя;

ПГС – пневмогидравлическая схема;

ПС – продукты сгорания;

РБ – разгонный блок;

РН – ракета-носитель;

СГ – смесительная головка;

ТНА – турбонасосный агрегат;

ТО – тракт охлаждения;

УИТ – удельный импульс тяги.

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

$I_{уд}$ – удельный импульс тяги;

k_m – массовое соотношение компонентов топлива;

\dot{m} – массовый секундный расход;

n – обороты ротора;

p – давление;

P – тяга;

T – температура;

u/c – отношение скоростей;

ε_a – геометрическая степень расширения сопла;

η – коэффициент полезного действия.

Нижние индексы

Γ – относящийся к горючему;

κ – относящийся к камере;

O – относящийся к окислителю;

n – пустотный;

$ср$ – средний;

$уд$ – удельный;

1 – параметры входа;

2 – параметры выхода.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время одной из главных задач в космической отрасли является модернизация межорбитального транспортного аппарата (МТА) или по-другому межорбитального буксира (МБ), служащего для доставки полезного груза на геосинхронную орбиту с дальнейшим возвращением на низкую околоземную орбиту, а также для выведения космических кораблей на межпланетные орбиты. Для решения задач по выведению космического аппарата (КА) на данные орбиты необходимо:

- разработать агрегаты и системы МБ с минимальной сухой массой;
- осуществление плавного вывода на геосинхронную орбиту крупногабаритных космических объектов;
- возможность быстрой доставки грузов на геосинхронную орбиту.

За счет высокой стоимости выведения КА на орбиты, исследуется вопрос о возможности многократного использования (МИ) МТА. Решение данной задачи возможно при использовании безгазогенераторной схемы ЖРДУ (жидкостная ракетная двигательная установка). Она имеет ряд преимуществ по сравнению с другими существующими схемами питания двигателя [1, 2, 3]:

- высокая экономичность, обусловленная использованием для привода насосов предкамерных турбин;
- отсутствие потерь УИТ на завесное охлаждение за счет использования только регенеративного проточного охлаждения;
- повышенная надежность и упрощенная конструкция, обусловленные отсутствием газогенератора;
- минимальная сухая масса агрегатов и систем МТА.

Существующие проекты безгазогенераторных ЖРД (жидкостный ракетный двигатель), разрабатываемые в США, России, ЕС и Японии показывают, что безгазогенераторная схема является перспективной для ее использования в ракетных двигателях для МТА.

Безгазогенераторные ЖРД работают только на криогенных компонентах топлива (кислород, водород, метан), продукты сгорания которых обеспечивают высокий удельный импульс тяги (УИТ) двигателя: $I_{уд} = 430...480$ с. Достижение такого уровня УИТ возможно за счет применения более длинных сопел с большой степенью расширения (применение неохлаждаемых сопловых насадков), а также при помощи увеличения давления в КС путем интенсификации теплообмена в тракте охлаждения (ТО) [4, 5, 6].

В ЖРД безгазогенераторной схемы привод турбин турбонасосных агрегатов (ТНА) осуществляется подогретым горючим в ТО. При этом используется только регенеративное проточное охлаждение корпуса камеры сгорания (КС) компонентом топлива (горючим или окислителем), обеспечивающее надежный теплосъем с огневой стенки камеры. После охлаждения двигателя компонент подается на привод турбины ТНА. За счет такой схема подачи топлива, а также его эффективной работоспособности, возможно обеспечить высокие значения адиабатной работы турбины, а, следовательно, и ее мощности.

В зависимости от технических требований к МТА и траектории полета, безгазогенераторная схема ЖРДУ в составе МТА позволяет осуществить выведение полезных грузов с той или иной орбиты благодаря высокому УИТ двигателя, а также возможности многократного включения. Достижение более высоких энергетических параметров двигателя, таких как тяга, УИТ и давление в КС, возможно за счет [6, 7, 8]:

- интенсификации теплообмена в ТО [9, 10];
- оптимизации конструкции рубашки охлаждения (варьирование геометрических параметров ребер и стенок) [11, 12, 13, 14];
- схемы охлаждения корпуса КС (наличие перепускных каналов, прямоточная и противоточная схема) [11, 12];
- применения комбинированного охлаждения с последующим использованием подогретого газа в качестве рабочего тела для привода турбины ТНА [15];
- схемы ТНА (одновальная, отдельная или с редуктором) [3, 16];

- проектирования агрегатов ТНА и БТНА с высоким КПД [17, 18, 19, 20, 21, 22];
- новых схемных решений двигателя (применение сторонних источников тепла для дополнительного подогрева рабочего тела турбины ТНА) [13, 14].

Разработка математической модели для поиска оптимальных параметров и схем двигателя в зависимости от тактико-технических требований, позволит определить границы изменения основных параметров (давление в КС, тяга и УИТ) исследуемого двигателя, а также наиболее эффективно оценить реализуемость задач по выведению полезного груза с околоземной орбиты на целевые орбиты и на различные траектории к другим планетам.

Актуальность темы диссертационной работы обусловлена перспективой применения кислородно-водородных ЖРД безгазогенераторной схемы для решения различных космических задач. Существующие ЖРД не отвечают современным тактико-техническим требованиям по уровню тяг, давлений в КС и УИТ двигателя. Поэтому необходимо рассмотреть способы повышения энергетических параметров ЖРД безгазогенераторной схемы, а также разработать математическую модель для определения основных параметров двигателя, учитывающую влияние различных факторов на давление в КС и УИТ. Использование данной модели позволит определить оптимальные параметры ЖРД и его агрегатов, а также выявить перспективную схему двигателя в условиях поставленной задачи.

Объектом исследования являются кислородно-водородный ЖРД безгазогенераторной схемы и рабочие процессы, протекающие в нем.

Целью работы являются повышение энергетических параметров безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД (давление в КС и УИТ двигателя) и выбор перспективной схемы двигателя при фиксированной тяги и соотношении компонентов.

Для достижения поставленной цели решены следующие **задачи**:

1. Разработана математическая модель безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, описывающая его квазистатические рабочие процессы.
2. Разработана методика расчета и программно-математическое обеспечение расчета параметров ЖРД и его агрегатов, позволяющие проводить вариантыные расчеты энергетических параметров двигателя.
3. Выявлены схемные решения двигателя, обеспечивающие его высокие энергетические параметры в диапазоне изменения давления в КС.
4. Получена оценка влияния:
 - интенсификации теплообмена в ТО на энергетические параметры двигателя;
 - параметров агрегатов ТНА и БТНА на энергетическую увязку двигателя безгазогенераторной схемы;
 - изменения энтальпии компонентов топлива на энергетические параметры двигателя.

Научная новизна работы заключается в следующем:

1. Разработана математическая модель кислородно-водородного ЖРД, выполненного по безгазогенераторной схеме, описывающая квазистатические рабочие процессы.
2. С использованием разработанной математической модели ЖРД безгазогенераторной схемы получены границы изменения удельного импульса тяги двигателя в зависимости от давления в КС при фиксированной тяги двигателя и соотношении компонентов топлива, на основании которых разработаны схемы безгазогенераторного ЖРД, обеспечивающие оптимальные значения удельного импульса тяги, давления в КС, энергетических характеристик основных и бустерных турбонасосных агрегатов (ТНА и БТНА) с учетом теплового состояния КС.
3. Разработана методика и программно-математическое обеспечение расчета параметров рабочих процессов кислородно-водородного ЖРД

безгазогенераторной схемы, обеспечивающие проведение вариантных расчетов энергетических параметров двигателя.

4. Предложены способы повышения энергетических параметров безгазогенераторного ЖРД за счет увеличения температуры подогрева компонента топлива в охлаждающем тракте камеры с учетом влияния изменения энтальпии топлива.

Практическая значимость работы состоит в том, что разработанная математическая модель и методика расчета позволяют:

1. Определить границы изменения удельного импульса тяги двигателя и давления в КС с учетом энергетического баланса ТНА и БТНА двигателя и температурного состояния камеры.

2. Определить основные проектные параметры двигателя и его агрегатов для ряда исходных данных.

3. Получить высокие энергетические параметры ЖРД в диапазоне изменения давления в КС при фиксированной тяге и соотношении компонентов топлива.

4. Выбрать оптимальную схему двигателя.

Положения, выносимые на защиту:

1. Математическая модель безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, описывающая его квазистатические рабочие процессы;

2. Результаты расчетов параметров двигателя, полученные с помощью разработанной математической модели.

Достоверность полученных результатов и выводов подтверждается:

1. Использованием известных методов исследований и научных положений.

2. Определением основных параметров ЖРД и его агрегатов, основанного на общих закономерностях теории жидкостных ракетных двигателей, лопаточных машин и теплотехники.

3. Использованием фундаментальных положений гидравлики, газовой динамики, термодинамики и теплофизики.

4. Согласованием результатов расчетов по разработанной математической модели подтверждаются данными, опубликованными в открытой печати.

Апробация и внедрение результатов исследований.

Основные результаты исследований, проведенные в работе, обсуждались и докладывались на:

1. Конкурсе научно-технических работ и проектов «Молодежь и будущее авиации и космонавтики – 2016», Москва, 2016 г.

2. XLII Международной молодежной научно-технической конференции «Гагаринские чтения – 2016», Москва, 2016 г.

3. II Международном православном студенческом форуме, Москва, 2016 г.

4. Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения – 2016», Самара, 2016 г.

5. XV Международной конференции «Авиация и космонавтика – 2016», Москва, 2016 г.

6. XLIII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2017», Москва, 2017 г.

7. III Международной конференции «Актуальные проблемы авиации и космонавтики – 2017», Красноярск, 2017 г.

8. XVI Международной конференции «Авиация и космонавтика – 2017», Москва, 2017 г.

9. Международной молодежной научной конференции «XXIII Туполевские чтения (школа молодых ученых) – 2017», Казань, 2017 г.

10. XLIV международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2018», Москва, 2018 г.

11. XIX международной конференции «Авиация и космонавтика – 2020», Москва, 2020 г.

12. XLVII международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2021», Москва, 2021 г.

13. XLVIII международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2022», Москва, 2022 г.

Опубликованные работы

Основные результаты работы изложены в 4 публикациях в ведущих научных изданиях, рекомендованных ВАК при Минобрнауки России.

Основным вкладом соискателя является разработанная автором математическая модель, методика и программно-математическое обеспечение расчетов параметров безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД по критерию обеспечения оптимального УИТ двигателя. При помощи разработанной модели определены границы изменения УИТ двигателя в зависимости от давления в КС при фиксированной тяги и соотношении компонентов, получены геометрические и энергетические параметры двигателя и его агрегатов, выявлены перспективные схемные решения ЖРД и предложены способы повышения энергетических параметров ЖРД.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка используемых источников.

Краткое содержание работы.

Во введении обосновывается актуальность и новизна темы диссертационного исследования, формулируются цель работы и задачи исследования, научная новизна, практическая значимость, положения, выносимые на защиту, достоверность полученных результатов, сообщаются сведения об апробации работы и публикациях автора, излагаются объем и структура диссертации.

В первой главе представлены обзор литературных источников и постановка задачи по теме исследования.

Во второй главе приведена методика расчета параметров безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД на основе разработанной математической модели двигателя, описывающей его квазистатические рабочие процессы.

В третьей главе представлено описание программно-математического обеспечения проведения расчетов.

В четвертой главе приводится расчетное исследование безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, результаты расчетов и их анализ.

В пятой главе представлены перспективные схемы безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, обеспечивающие его высокие энергетические параметры.

Заключение содержит основные результаты и выводы диссертационной работы.

1. Аналитический обзор работ и постановка задачи по исследованию безгазогенераторных кислородно-водородных ЖРД

1.1 Зарубежные и отечественные разработки кислородно-водородных ЖРД

В настоящее время актуальной задачей является создание новых ЖРД с высокими энергетическими параметрами двигателя. При равной стартовой массе ракеты применение топливной пары кислорода и водорода для ЖРД по сравнению с топливом, не содержащий в качестве горючего водород, позволяет выводить в космос наибольшую массу полезного груза. Однако существуют трудности по применению водорода в качестве горючего, связанные с его физико-химическими свойствами. Ожижение водорода является очень дорогостоящим мероприятием (примерно в 100 раз дороже, чем получение ракетного или авиационного керосина). Переход в жидкую фазу происходит при температуре $+20,369\text{ K}$ (при атмосферном давлении), при этом он находится в очень узком диапазоне температуры (около 6 K), так как при 14 K переходит в твердое состояние, а от $+20,4\text{ K}$ переходит в газообразное состояние. Плотность жидкого водорода при стандартных условиях составляет $\approx 71\text{ кг/м}^3$, что вызывает существенные трудности при создании и применении ракет с его использованием за счет значительного роста объема и габаритов бака для горючего. Низкая плотность водорода является одним из существенным недостатком его как горючего. С другой стороны, водород имеет высокую удельную газовую постоянную, а также свойство сжиматься. Поэтому использование водорода в качестве рабочего тела турбин ТНА и БТНА (как в чистом виде, так и в виде продуктов сгорания его в паре с кислородом) позволяет обеспечить их высокую адиабатную работу, а, следовательно и их мощность [23, 24, 25].

ЖРД, использующие криогенные компоненты топлива имеют высокий УИТ двигателя за счет их энергетических характеристик (большое выделение энергии при их сгорании, высокая удельная газовая постоянная окислителя и горючего).

На сегодняшний день в мире создано большое количество РН с применением кислородно-водородных ЖРД. Первые разработки таких двигателей велись в США еще со второй половины 1940-х годов [26, 27, 28, 29, 30]. До середины 50-х годов

20-го века исследования проводились в рамках НИОКР. Но постепенно в космической отрасли росла потребность повышения энергетических параметров ЖРД, в УИТ двигателя. Поэтому применение водорода в качестве горючего стало перспективным направлением развития ракетно-космической техники.

Первые огневые наземные испытания кислородно-водородного ЖРД состоялись в июле 1959-го года, разработанного в Pratt & Whitney (США) [31]. Данный двигатель стал прототипом для дальнейших разработок кислородно-водородных ЖРД. В ноябре 1963-го года был осуществлен пуск РН «Atlas-Centaur», которая была первой в мире действующей ракетой с кислородно-водородным ЖРД RL-10 для верхней ступени. Данный двигатель является также первым в мире ЖРД, выполненным по безгазогенераторной схеме. RL-10 разрабатывался американской фирмой «Pratt&Whitney Aircraft» в 1958-1963 гг. [31, 32] Он использовался в РН «Saturn-1», в верхней ступени «Delta-4», РБ «Centaur» для РН «Atlas» и «Titan». С 1963 двигатель RL-10 протерпел ряд модификаций, такие как RL10B-2, RL-10A-4-2, RL-10A-3-1, RL-10A-3C, RL-10A-3-3A, отличающиеся по характеристикам. Этот двигатель обладает высокой надежностью, что доказывает использование более 160 экземпляров за 270 полетов в космос, которые не имели ни одного отказа. За весь период эксплуатации двигатель наработал более 45 ч при более 10000 включений [32,33, 34, 35].

Отличительной особенностью двигателя RL-10 является наличие редуктора, соединяющего два вала насосов окислителя и горючего. Данное мероприятие обеспечивает бескавитационную работу обоих насосов на различных частотах вращения ротора насоса «О» и «Г» и необходимую мощность ТНА, которая составляет более 500 кВт. Двигатель RL-10 обладает высокими удельными характеристиками: имеет тягу $P_n = 66,72 \text{ кН}$ и удельный импульс в пустоте $I_n = 4354 \text{ м/с}$ при давлении в КС $p_k = 2,76 \text{ МПа}$ и соотношении компонентов $k_m = 5$. Для сравнения, модификация двигателя RL-10A-3-3A имеет тягу $P_n = 73,6 \text{ кН}$ и удельный импульс в пустоте $I_n = 4377 \text{ м/с}$ при том же соотношении компонентов и давлении в КС $p_k = 3,2 \text{ МПа}$. Данная модификация двигателя использовалась для РБ «Centaur» с начала 1980-х гг. Повышение энергетических характеристик

двигателя RL-10A-3-3A реализовывалось за счет изменения конструкции ТО, в котором обеспечивались меньшие потери давления и больший теплосъем с огневой стенки хладагентом, а также за счет применения 216 двухкомпонентных форсунок коаксиального типа [36,37, 38].

Дальнейшее увеличение характеристик двигателя RL-10 достигалось за счет применения выдвигного углеродного соплового насадка, увеличивающего степень расширения сопла. Также была реализована возможность работы двигателя на режиме малой тяги за счет внедрения в ПГС двигателя теплообменника, газифицирующий кислород перед смесительной головкой КС.

Необходимо дополнить, что начиная с 2003 года проводились работы по созданию нового безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, который планировался стать заменой двигателю RL-10. Данный двигатель получил название RL-50, который был также разработан компанией «Pratt & Whitney» в кооперации с «КБХА». ТНАО был разработан «КБХА», а ТНАГ – «Pratt & Whitney». Также проводились работы по созданию двигателя RL-60, с большей тягой, чем ЖРД RL-50 [39]. Двигатель RL-60 разрабатывался аналогично RL-50 в кооперации с фирмами «КБХА», «Volvo», «ИИ» и бельгийскими фирмами. При этом ТНАО разрабатывал «КБХА», а ТНАГ – «ИИ». Отличительной особенностью ТНА двигателей RL-60 и RL-50 от ТНА RL-10 является привод каждой турбины газообразным водородом, когда как у RL-10 передача крутящего момента с вала насоса горючего (НГ) на вал насоса окислителя (НО) осуществлялся при помощи шестеренчатого редуктора.

Близкие к параметрам двигателя RL-60 имеют семейство двигателей MB-XX, в частности, двигатели MB-60 и MB-35, разработанные в кооперации между американской фирмой «Aerojet Rocketdyne» и японской «МНИ» [40, 41]. ЖРД MB-60 и MB-35 выполнены по открытой безгазогенераторной схеме, в которой большая часть водорода в жидком состоянии подается в смесительную головку (СГ) КС, где смешивается с жидким кислородом с последующим воспламенением в КС, а меньшая часть водорода подается на охлаждение КС с дальнейшим сбросом

его в окружающую среду после привода турбин ТНАО и ТНАГ. Основные параметры двигателей RL-50, RL-60, MB-60 и MB-35 приведены в таблице 1.

Таблица 1.1 – Основные параметры двигателей RL-50, RL-60, MB-60 и MB-35

Наименование параметра	Значение параметра			
	RL-50	RL-60	MB-35	MB-60
Тяга, <i>тс</i>	222,4	267	156	267
Давление в КС, <i>МПа</i>	9,48	8,3	10,2	13,4
Удельные импульс тяги, <i>с</i>	465	465	468	467
Цикл работы двигателя	ЗБГГ	ЗБГГ	ОБГГ	ОБГГ
Соотношение компонентов топлива	6	6	5,8	5,8
Степень расширения	-	-	313	300
Масса, <i>кг</i>	318	500	345	590

В период разработок двигателя RL-10 и летных испытаний РН «Atlas-Centaur» фирма «Aerojet Rocketdyne» занималась проектированием более мощного кислородно-водородного ЖРД J-2. Данный двигатель был выполнен по открытой схеме, без дожигания генераторного газа. Он предназначался для использования в верхних ступенях РН. ЖРД J-2 был первым двигателем с возможностью повторного включения, что применялось на третьей ступени «S-IVB» лунной ракеты «Saturn-V». Впервые применение двигателя J-2 было осуществлено в составе второй ступени РН «Saturn-1B». Позднее J-2 в связке из пяти двигателей использовался на второй ступени РН «Saturn V» и в качестве одного двигателя на третьей ступени «S-IVB» [15, 27, 36].

Двигатель J-2, тягой 104 *тс*, имел удельный импульс в пустоте 4168 *м/с*, давление в КС 5,38 МПа и массу 1567 кг. Одной из отличительной особенностью ЖРД J-2 среди других двигателей того времени было наличие двух отдельных ТНА, служащих для подачи водорода и кислорода в КС. Привод турбин обоих ТНА осуществлялся вырабатываемым восстановительным газогенераторным газом в двухкомпонентном ЖРД путем сжигания в нем части основных компонентов топлива в соотношении $k_m \approx 0,94$. После привода турбин генераторный газ подводится в коллектор, который расположен в выходном сечении сопла рядом с коллектором подвода хладагента (водорода) в ТО. Из коллектора генераторный газ

вдоль специальных канавок направляется на поверхность огневой стенки сопла, создавая заградительное охлаждение этой части сопла. Наружное проточное охлаждение осуществлялось водородом, который поступает от среза сопла по длинной трубке к СГ. Внутреннее охлаждение КС было организовано низкотемпературным слоем, который образовывался последним рядом форсунок на СГ и расходом газообразного водорода через пористую стенку СГ (применение транспирационного охлаждения). Необходимо отметить, что данный метод охлаждения КС ЖРД со временем стал перспективным направлением среди кислородно-водородных ЖРД, в частности для двигателей, выполненных по безгазогенераторных ЖРД [42, 43].

В дальнейшем, в рамках различных космических программ, разрабатывались модификации двигателя J-2. С середины 1960-х годов проводилась экспериментальная программа по увеличению эффективности ЖРД J-2 с названием J-2S. В данной модификации двигателя J-2 было применено пленочное и щелевое охлаждение КС. Такая организация охлаждения позволила отказаться от второго огневого агрегата, газогенератора, и тем самым перейти к безгазогенераторной схеме двигателя открытого цикла. Также была изменена система дросселирования двигателя в целях большей гибкости при эксплуатации и добавлен режим работы, при котором двигатель создавал небольшую тягу и мог быть использован для маневрирования на орбите. В ходе конечных доработок модификации двигателя J-2S, компании «Aerojet Rocketdyne» удалось увеличить его удельный импульс до 436 с и уменьшить массу до 1467 кг. Но в 1972 году фирме пришлось приостановить свои работы по разработке и внедрению ЖРД J-2S на РН «Saturn-V». НАСА планировало использовать J-2S в связке из пяти двигателей для Space Shuttle, однако такой проект был не реализован и выбор был оставлен на использовании ЖРД RS-24 [44].

Параллельно с разработкой ЖРД J-2S компания «Aerojet Rocketdyne», получая финансирование от НАСА в рамках разработки клиновоздушного сопла, разрабатывала модификацию J-2T, которая отличалась от предыдущей версии наличием кольцевой КС. Были созданы две разновидности модификации J-2T:

J-2T-200k, с тягой 90,8 *тс*, которая по предварительным параметрам планировалась использоваться на РН «Saturn-V» для ступени «S-II» и на РН «Saturn IB» для ступени «S-IVB», а также модификация "J-2T-250k, с тягой 113,4 *тс*. Но данные модификации, как и другие XRES-2200 (модифицированный J-2S без сопла) и RS-2200 (более крупный J-2S, тягой 245,8 *тс*) не были доведены до летных испытаний в составе РН. На сегодняшний день работа по двигателю J-2 ведется в рамках разработки модификации J-2X, которой НАСА планирует заменить двигатель RS-25 для пилотируемого КА «Orion».

Как указывалось уже выше, в период с 1972-1977 годов двигатель J-2 заменил ЖРД RS-25 (или SSME, «Space Shuttle Main Engine») для использования его в качестве маршевого двигателя космического челнока. Двигатель RS-25 является двигателем многоразового включения в полетах (до 55 включений с общим ресурсом работы 7,5 ч.), с давлением в КС $p_k = 20$ МПа, тягой в пустоте $P_n = 2,09$ МН и на земле $P_n = 1,67$ МН, удельным импульсом в пустоте $I_n = 4464$ м/с и на земле $I_n = 3362$ м/с. Отличительной особенностью данного двигателя RS-25 является возможность регулирования по тяге в диапазоне от 0,65 до 1,09 от номинальной тяги, а также по соотношению компонентов $k_m =$ от 5,5 до 6,5. Необходимое давление в КС и двух жидкостных газогенераторах (ЖГГ) создают два отдельных ТНА, горючего (ТНАГ) и окислителя (ТНАО). При этом ТНАГ состоит из основного одноступенчатого шнекоцентробежного насоса и дополнительного центробежного насоса подачи присадочного кислорода в ЖГГ и двухступенчатой реактивной турбины. ТНА горючего состоит из трехступенчатого шнекоцентробежного насоса и двухступенчатой реактивной турбины. Привод обоих основных ТНА осуществляется восстановительным газогенераторным газом, получаемым в двух ЖГГ, с температурой 800К для окислительного ТНА и температурой 950К для ТНА горючего. Необходимо отметить, что для надежной работы ТНАО и ТНАГ предусмотрено проточное охлаждение корпусов турбин и газопроводов газообразным водородом [15, 27, 36, 45].

Для бескавитационной работы основных насосов ТНАГ и ТНАО в ПГС двигателя предусмотрены БТНАГ и БТНАО. При этом привод БТНАО

осуществляется жидким кислородом высокого давления (путем отбора части жидкого кислорода от выхода из основного насоса окислителя), а привод БТНАГ – газифицированным водородом из тракта охлаждения первого участка КС.

Охлаждение КС двигателя SSME – наружное проточное, которое осуществляется водородом высокого давления. Теплосъем с КС разделен на несколько секций. Первый участок КС охлаждается 20 % от общего расхода водорода, который подается в сопло, откуда направляется к СГ, газифицируется и нагревается до температуры 350К, а после отбирается на привод газовой турбины БТНАГ. Второй участок камеры – трубчатая часть сопла – охлаждается 25 % от общего расхода водорода. Газифицированный в ТО водород на выходе из тракта с температурой, равной 164 К, подается на в ЖГГ ТНАГ и ТНАО, в которых он сжигается с присадком жидкого кислорода, образуя восстановительный газогенераторный газ и далее направляется на привод основных турбин, после чего подается на форсунки СГ и дожигается в КС.

Несмотря на то, что использование двигателя RS-25 является как развитие технологий многоразовых транспортных космических кораблей, но являлось дорогостоящим. Поэтому, начиная еще с 1990-х годов, с целью получения более простого и дешёвого в производстве и эксплуатации двигателя и обладающего большей тягой, начались разработки ЖРД RS-68.

Кислородно-водородный двигатель RS-68 был разработан фирмой Rocketdyne для первой ступени РН «Delta-4». Данная РН является первой с использованием кислородно-водородного топлива на первой ступени.

Основным требованием при разработке данного двигателя было снижение стоимости разработки и эксплуатации двигателя даже за счет значительного ухудшения энергомассовых характеристик по сравнению с двигателем SSME [46].

Двигатель RS-68 выполнен по схеме без дожигания с восстановительным ГГ. Система подачи компонентов выполнена с отдельными ТНА окислителя и горючего с параллельным приводом турбин генераторным газом. Отбор компонентов в ГГ осуществляется после насосов ТНА. Насос окислителя – шнекоцентробежный одноступенчатый, насос горючего – шнекоцентробежный

двухступенчатый. Обе турбины ТНА –двухступенчатые. Регулирование двигателя по тяге и соотношению компонентов осуществляется при помощи шаровых клапанов по линиям окислителя газогенератора и камеры (по тяге в диапазоне 60–100 %). Камера имеет регенеративное охлаждение водородом, сопло с диаметра — 1400 мм ($D_a = 1,8$) неохлаждаемое, с аблятивным покрытием. Система зажигания пиротехническая. Управление вектором тяги осуществляется качанием только камеры. Газ после турбин ТНА выбрасывается через сопла, одно из которых (после турбины ТНА горючего) используется для управления по крену. При проектировании использовались только традиционные известные технические решения, при изготовлении широко использовалось литье [47].

Двигатель имеет низкий удельный импульс тяги, уступая по энергомассовым характеристикам не только SSME (~45 с по удельному импульсу тяги, 35 % по удельной массе), но и всем остальным двигателям этого класса, в том числе и выполненному по аналогичной схеме двигателю Vulcain фирмы «SEP» (~20 с по удельному импульсу, 35 % по удельной массе). Однако именно использование самых простых проверенных технических решений позволило осуществить проектирование, отработку и сертификацию двигателя в предельно короткие сроки при минимальных материальных затратах (практически за 5 лет). Хотя такое значительное ухудшение энергомассовых характеристик этого двигателя возможно частично связано и с потерей опыта – разрыв между созданием SSME и RS-68 почти 20 лет. Основные параметры двигателя на номинальном режиме и режиме 60 % приведены в таблице 1.2.

При отработке широко использовались автономные испытания отдельных агрегатов (форсуночная головка, камера, насосы, газогенератор, клапана). Это позволило провести отработку двигателя на 10 экземплярах (260 испытаний с наработкой 26000 сек) и сертификацию на двух двигателях.

Таблица 1.2– Основные параметры двигателя RS-68

Наименование параметра	100 % тяги	60 % тяги
Тяга на Земле, <i>тс</i>	295	-
Тяга в пустоте, <i>тс</i>	338	200
Давление в камере, <i>кгс/см²</i>	100	60
Соотношение компонентов топлива	6,0	6,3
Удельный импульс тяги на Земле, <i>с</i>	365	-
Удельный импульс тяги в пустоте, <i>с</i>	410	410
Геометрическая степень расширения	21,5	
Диаметр критического сечения, <i>мм</i>	~500	
Диаметр среза сопла, <i>мм</i>	~2300	
Масса, <i>кг</i>	6600	
Надежность	0,9973	
Время работы в полете, <i>с</i>	250–330	

Необходимо также отметить разработки американской компании «Aerojet Rocketdyne» для системы «Space Shuttle» перспективных космических ЖРД с наиболее высокими значениями удельного импульса двигателя, таких как ASE («Advanced Space Engine») и AECE («Advanced Expander Cycle Engine»). Двигатель ASE разрабатывался для МТКК для доставки полезного груза с низкой околоземной орбиты на геосинхронную с дальнейшим возвратом на околоземную орбиту. Работы по его созданию и экспериментальной отработке велись с 1972-1983 год, но двигатель в дальнейшем так и не эксплуатировался [34].

Компания «Aerojet Rocketdyne» также имеет опыт в разработке ЖРД, выполненный по безгазогенераторной схеме, который получил наименование AECE (Advanced Expander Cycle Engine). Двигатель AECE, разработанный в 1981 году, являлся экспериментальным ЖРД, который планировался для верхних ступеней РН, работающий на кислородно-водородном топливе. Он имел выдвижное сопло, что позволило достичь высокий уровень удельного импульса в пустоте $I_n = 4714$ м/с и тягу в пустоте $P_n = 66,7$ кН при давлении в КС $p_k = 10,3$ МПа. Отличительной особенностью двигателя AECE является удлиненная камера (обычно длина камеры определяется из оптимального времени пребывания

компонентов топлива в КС и их дальнейшего сгорания, но в целях увеличения площади поверхности теплообмена камера спроектирована более длинной). Данное мероприятие позволило значительно повысить температуру (более 30%) водорода в межрубашечном пространстве и обеспечить высокую мощность турбины ТНА, тем самым и высокое давление в КС для двигателя, выполненного по безгазогенераторной схеме [48,49 50].

В двигателе АЕСЕ увеличение подогрева водорода также реализуется за счет применения камеры конической формы, так как профиль теплового потока по длине КС будет более равномерным и иметь высокие значения на большей длине по сравнению с профилем теплового потока КС цилиндрической формы. Двигатель АЕСЕ имеет довольно высокую степени расширения сверхзвуковой части сопла $\varepsilon = 14$. Такая величина степени расширения обеспечивает безотрывное течение в сопле в земных условиях без специальной вакуумной системы.

Отличительной особенностью двигателя АЕСЕ является наличие теплообменного аппарата в ПГС двигателя, служащего для дополнительного подогрева водорода перед входом в ТО. Подача водорода в двигатель осуществляется следующим образом. Жидкий водород подается на вход в бустерный насос БТНАГ, после которого меньшая его часть направляется на охлаждение выдвижного соплового насадка, а большая часть водорода направляется на вход основного насоса. Далее водород подается в ТО, где подогревается (порядка до 550...700 K) и после направляется на привод обеих турбин ТНАО и ТНАГ, а также БТНАГ [51]. Небольшая часть подогретого водорода через байпасную линию и регулятор подается в СГ, минуя турбины. Данный перепуск водорода позволяет иметь запас по мощности и регулировать двигатель на различных режимах. После привода турбин, перед поступлением в СГ, водород проходит через теплообменник-регенератор, в котором часть оставшегося тепла передается охладителю КС. Как показали исследования, использование предварительно нагретого хладагента (до 55 K) перед входом в ТО, позволяет иметь более высокую температуру на входе в турбину и, следовательно, увеличить реализуемое давление в КС. При этом, согласно работам [34, 51], масса

теплообменника-регенератора составляет не более 8 кг, однако за счет наличия более высокого удельного импульса тяги, возможно увеличить массу полезной нагрузки МБ более чем на 30 кг.

В результате испытаний агрегатов подачи двигателя АЕСЕ были выявлены следующие особенности. Ожидаемый полный КПД турбины, использующей парциальный подвод рабочего тела, оказался выше на 11% в номинальных условиях в связи с малыми вентиляционными потерями. В рамках научных исследований по увеличению ресурса ТНА, рассматривалось применение уплотнений для водородного насоса из полиуретана, а для насоса жидкого кислорода и турбин, работающих на горячем водороде, использовались уплотнения из полиамидов. Такие решения по применению по материалу уплотнительных узлов ТНА позволили уменьшить зазоры между статорной и роторной частями агрегатов и увеличить их полный КПД.

Также проводились тепловые испытания модельной камеры, работающей на горячем воздухе с целью исследования тепломассообмена в межрубашечном пространстве КС. Для наилучшего теплосъема с поверхности огневой стенки КС были предусмотрены ребра, которые по результатам экспериментов позволили более чем на 40% увеличить тепловой поток в стенку КС. Для дальнейшей интенсификации теплообмена в ТО и увеличения ресурса КС были рассмотрены вопросы по оптимизации формы сечения каналов для увеличения коэффициента теплоотдачи в межрубашечном пространстве.

Исследованиями в области криогенных ЖРД, а также поиском перспективных схемных решений кислородно-водородных двигателей занималась также американская фирма «Aerojet Liquid Rocket». Начиная с 1981 году компания занималась разработкой экспериментального ЖРД, выполненного по безгазогенераторной схеме. Основные параметры данного двигателя приведены в таблице 1.3. Главной его особенностью являлось применение комбинированного охлаждения КС с последующим приводом соответствующих турбины ТНАГ и ТНАО. При этом подача кислорода в КС происходит следующим образом. Жидкий кислород из бака направляется на вход бустерного насоса окислителя БТНАО,

затем поступает в основной насос окислителя ТНАО, после которого небольшая часть кислорода отбирается на привод гидравлической турбины БТНАО, а большая часть подается в тракт охлаждения центральной части (сердцевины) КС кольцевого типа. После ТО подогретый кислород поступает на привод турбины ТНАО и далее в СГ КС, за исключением небольшой его части, которая подается на наддув топливного бака [34, 48, 49, 50, 51].

Жидкий водород в данном двигателе сначала поступает на вход основного насоса горючего ТНАГ, из которого направляется в РО КС, где он подогревается и подается на привод турбины ТНАГ. После турбины большой расход подогретого водорода направляется в СГ КС, а небольшая часть его поступает на наддув топливного бака и в баллон высокого давления, служащий для раскрутки ротора ТНАГ в момент запуска и для питания запального устройства.

Таблица 1.3 – Основные параметры экспериментального безгазогенераторного двигателя фирмы «Aerojet liquid rocket»

Наименование параметра	Значения параметра
Тяга в пустоте, <i>тс</i>	3,36
Давление в камере, <i>кгс/см²</i>	140,7
Соотношение компонентов топлива	6,0
Удельный импульс тяги в пустоте, <i>с</i>	480
Геометрическая степень расширения сопла	1000

Как показывают исследования [15, 52, 53] наличие комбинированного охлаждения с последующим приводом турбин отдельно подогретым охладителем в ТО, позволяет значительно повысить давление в КС двигателя (для ЖРД тягой менее 5 *тс*), а также исключить необходимость в сложных конструкциях уплотнительных узлов для разделения компонентов в ТНАО.

Необходимо отметить экспериментальные разработки двигателя малой тяги фирмы «Aerojet liquid rocket», выполненного также по безгазогенераторной схеме. Начиная с 1986 года компания «Aerojet liquid rocket» разрабатывала кислородно-водородный жидкостный ракетный двигатель малой тяги (ЖРДМТ) по заданию ВВС США, который получил название XLR-134. Данный двигатель

предназначался для транспортировки крупногабаритных хрупких конструкций с низкой орбиты Земли на более удаленные. При этом имелось в виду, что сборка этих конструкций планировалась на низкой околоземной орбите, а эксплуатация – на стационарной орбите. Основные параметры ЖРМТ XLR-134 приведены в таблице 1.4 [34, 49, 50].

Таблица 1.4 – Основные параметры безгазогенераторного ЖРДМТ фирмы «Aerojet liquid rocket»

Наименование параметра	Значения параметра
Тяга в пустоте, <i>тс</i>	0,224
Давление в камере, <i>кгс/см²</i>	34,6
Соотношение компонентов топлива	6,0
Масса двигателя, <i>кг</i>	54
Геометрическая степень расширения сопла	7,7

Двигатель XLR-134 не имеет в схеме газогенератор, соответственно, привод турбин ТНАО и ТНАГ осуществляется водородом. Интересной особенностью данного двигателя является необычная конструкция ТНА для ЖРД. Для данного ТНА применяется двухвальная конструкция, где каждая из двух ступеней насоса имеет свою турбину и создает половину суммарного напора подачи компонента. Роторы имеют гидравлическую (в насосе) и газодинамическую (в турбине) связь. Два ротора в этом ТНА вращаются в противоположную сторону с одинаковой угловой скоростью вращения.

Водородный ТНА был испытан 1989-1990 годы и показал хорошие результаты, но дальнейшие огневые испытания двигателя не были проведены и ЖРДМТ XLR-134 так и остался экспериментальным.

Вслед за США применение кислородно-водородных ЖРД в верхних ступенях РН рассматривало Европейское космическое агентство (ЕКА). Для своей РН «Ariane» совместно с французской компанией «SEP» («Société Européen de Propulsion») и западногерманской «MBB» («Messerschmitt-Bölkow-Blohm») ЕКА разработала кислородно-водородный двигатель НМ-7, который до сих пор в рамках некоторых модификаций применяется на третьих ступенях РН семейства «Arian».

ЖРД НМ-7 выполнен по открытой газогенераторной схеме, который создает тягу в пустоте порядка $P_n = 6,6$ тонн, имеет удельный импульс в пустоте $I_n = 446$ с при давлении в КС $p_k = 3,7$ МПа. ТНА для двигателя НМ-7 был выполнен по редукторной схеме, как у двигателя RL-10 и его модификаций.

В результате экспериментальной доводки двигателя, проектантам удалось спроектировать ТНА с частотой вращения вала 60000 об/мин. Двигатель НМ-7 работает по принципу без дожигания генераторного газа, поэтому отработанный газ в газогенераторе служит рабочим телом для привода турбины ТНА, а затем истекает через специальное спрофилированное сопло, создавая небольшую тягу [54]. В дальнейшем в рамках программы по разработке новой тяжелой РН «Arian-5» был разработан более мощный кислородно-водородный двигатель НМ-60 Vulcain (тягой $P_n = 114$ тс, давлением в КС $p_k = 11,2$ МПа и удельным импульсом $I_n = 431$ с) и его модификация НМ-60-2 Vulcain-2 (тягой $P_n = 137$ тс, давлением в КС $p_k = 11,8$ МПа и удельным импульсом $I_n = 434$ с). Как и RS-68, двигатель Vulcain разработан по схеме без дожигания генераторного газа. Система подачи состоит из двух отдельных ТНА окислителя и горючего с параллельным приводом турбин восстановительным генераторным газом. Газ после турбин выбрасывается через отдельные сопла. Отбор компонентов в газогенератор осуществляется за насосами ТНА. Камера и сопло имеют регенеративное охлаждение горючим. Воспламенение топлива в камере и газогенераторе осуществляется запальником. Насос окислителя шнекоцентробежный одноступенчатый, насос горючего – шнекоцентробежный двухступенчатый. Регулирование двигателя осуществляется при помощи шаровых клапанов камеры и газогенератора [55]. Основные параметры двигателя Vulcain приведены в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Основные параметры двигателя Vulcain

Наименование параметра	Vulcain	Vulcain-2
Тяга на Земле, тс	87,7	-
Тяга в пустоте, тс	114	137
Давление в камере, кгс/см ²	110	117
Удельный импульс тяги в пустоте, с	430	431

Продолжение таблицы 1.5

Наименование параметра	Vulcain	Vulcain-2
Соотношение компонентов топлива:		
через двигатель	5,3	6,1
в камере	6,2	-
в газогенераторе	0,9	-
Расход топлива, кг/с:		
через двигатель	266	320
в камеру	257	-
в газогенератор	8,8	-
Температура генераторного газа	~ 900	-
Частота вращения ТНА, об/мин:		
окислителя	13800	12300
горючего	33500	35800
Мощность ТНА, кВт:		
окислителя	3800	5000
горючего	12000	14000
Геометрическая степень расширения сопла	45	54
Диаметр критического сечения, мм	~263	~284
Диаметр среза сопла, мм	1760	2100
Высота, мм	3000	3450
Масса, кг	1650	2100
Надежность	0,9946	-
Время работы в полете, с	600	600

Двигатели отличаются высоким массовым совершенством: удельная масса составляет 14,5 кг/тс (Vulcain) и 15,2 кг/тс (Vulcain-2). При разработке двигателей использовалась широкая кооперация европейских фирм, приведенных в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Кооперация европейских фирм при разработке двигателя Vulcain

Агрегат	Фирма-разработчик (страна)
Камера сгорания	DASA (Германия)
Сопло камеры	Volvo (Швеция)

Продолжение таблицы 1.6

Агрегат	Фирма-разработчик (страна)
ТНА горючего	SEP (Франция)
ТНА окислителя	Avio (Италия)
Турбины ТНА	Volvo (Швеция)
Агрегаты автоматики	Techspace Aero (Бельгия)
Кардан	Man (Германия)

Среди европейских разработок кислородно-водородных двигателей необходимо выделить ЖРД Vinci. Данный двигатель разрабатывался французской компанией «SEP» [56] для верхней ступени РН «Arian 5» и «Arian 6». ЖРД Vinci является кислородно-водородным двигателем, выполненным по закрытой безгазогенераторной схеме. В конструкции двигателя Vinci, как и в фактическом двигателе-прототипе RL-10B-2 компании «Pratt & Whitney», предусмотрен раздвижной сопловой насадок, но при этом Vinci имеет более высокую тягу и давление в КС [27, 34, 36]. Основные параметры двигателя Vinci приведены в таблице 1.7.

Отличительной особенностью двигателя Vinci от RL-10 и его модификаций является наличие двух отдельных ТНА вместо единого узла. При этом привод турбин ТНАГ и ТНАО осуществляется подогретым водородом в тракте охлаждения, а регулирование тяги двигателя осуществляется за счет регулирования мощности ТНА путем перепуска горючего по байпасной магистрали мимо ТНАГ. В разработке двигателя участвовали корпорации «Astrium» (проектировала КС), «Fiat» (разрабатывала кислородной насос ТНАО) и компания «Volvo» (разрабатывала турбины ТНАО и ТНАГ), «Ottobrunn Production Centre» (изготавливала двигатель и автоматику) [56, 57, 58].

Таблица 1.7 – Основные параметры ЖРД Vinci

Наименование параметра	Значения параметра
Тяга в пустоте, кН	180
Удельный импульс тяги, с	464
Давление в камере, МПа	6,1

Продолжение таблицы 1.7

Наименование параметра	Значения параметра
Соотношение компонентов топлива	5,8
Масса двигателя, кг	480
Степень расширения сопла	280

Необходимо отметить, что двигатель Vinci проектировался с учетом возможного повторного включения (до пяти раз) и является первым европейским кислородно-водородным двигателям, выполненным по безгазогенераторной схеме. Первое успешное огневое испытание двигателя Vinci было осуществлено в мае 2010 года, а на данный момент двигатель планируется использовать в составе верхней ступени РН «Arian 6».

Среди японских разработок в области кислородно-водородных ЖРД следует отметить проект по РН Н-1, для которой был спроектирован двигатель в составе второй ступени, имеющий характеристики более похожие на ЖРД третьей ступени РН «Arian» и блока «Centaur». С участием государственных и частных фирм США в Японии были созданы двигательные установки и стенды для испытания ракетных систем на криогенных топливах.

Со временем Япония создала свою трехступенчатую РН Н-2, на первой ступени которой установлен кислородно-водородный ЖРД LE-7 фирмы Mitsubishi Heave Industries [59]. Данный двигатель выполнен по схеме с дожиганием восстановительного генераторного газа. Система подачи состоит из отдельных ТНА окислителя и горючего с параллельным приводом турбин генераторным газом. Бустерные насосные агрегаты отсутствуют. Камера имеет регенеративное охлаждение водородом, причем водород после охлаждения камеры подается в газогенератор. Воспламенение топлива в КС и ГГ осуществляется запальником. Насос окислителя имеет шнекоцентробежную камерную ступень и дожимную генераторную ступень, насос горючего – двухступенчатый с предвключенным шнеком. Регулирование тяги осуществляется дросселем, установленным на линии окислителя газогенератора, настройка на номинальное соотношение компонентов осуществляется дроссельной шайбой, установленной в газоведе подачи

генераторного газа на турбину ТНА окислителя [55]. Из-за ограничения по длине (менее 3,5 м) и значительной длины цилиндра камеры максимальный диаметр (2,57 м) превышает диаметр среза сопла (~1,76 м): агрегаты двигателя скомпонованы вокруг камеры. Относительно проектных требований тяга и давление в камере уменьшены на ~15 %.

Модификация двигателя LE-7A проектировалась при ослабленных требованиях по длине. ТНА скомпонованы в верхней части двигателя, что значительно упростило его конструкцию. Камера выполнена более короткой, число ее элементов уменьшено в 1,5 раза (с 452 до 295). Уменьшено количество сварных соединений. Уменьшено также и давление в камере на ~7 %. Упрощение конструкции камеры и двигателя привело к некоторому уменьшению удельного импульса тяги (на ~5 с), что признано допустимым. Цена двигателя снижена с 18 до 10 млн. долларов. Основные параметры двигателей LE-7, LE-7A приведены в таблице 1.8.

Несмотря на почти в два раза меньшую тягу и давление в камере двигатель по удельной массе (15,6 кг/тс) незначительно уступает SSME (14,5 кг/тс) и превосходит российский двигатель РД0120 (17,25 кг/тс).

Проведенный анализ характеристик зарубежных кислородно-водородных ЖРД показывает явную тенденцию к упрощению их конструкции с целью снижения стоимости и повышения надежности.

Таблица 1.8 – Основные параметры двигателей LE-7, LE-7A

Наименование параметра	LE-7	LE-7A
Тяга на Земле, тс	85,7	85,7
Тяга в пустоте, тс	110	110
Соотношение компонентов	6,0	6,0
Удельный импульс тяги, с:		
в пустоте	446	441
на Земле	347	342
Давление в камере, кгс/см ²	132,5	123
Давление в газогенераторе, кгс/см ²	218	218

Продолжение таблицы 1.8

Наименование параметра	LE-7	LE-7A
Частота вращения ТНА, об/мин:		
окислителя	18100	18040
горючего	42200	41270
Геометрическая степень расширения сопла	52	54
Диаметр критического сечения, мм	~240	~247
Диаметр среза сопла, мм	1740	1815
Высота, мм	3423	3660
Масса, кг	1720	1740
Время работы в полете, с	350	600
Дросселирование тяги	нет	70 %

Среди японских разработок кислородно-водородных ЖРД необходимо также выделить безгазогенераторные двигатели LE-5A и LE-5B, представляющие модификацию двигателя LE-5, который был создан еще в 80-х гг. Двигатель LE-5 имел тягу $P_n = 10,5 \text{ тс}$, давление в КС $p_k = 3,6 \text{ МПа}$ и степень расширения сопла $\varepsilon_a = 140$. Он работал по открытой схеме ЖРД, в которой ПС восстановительного газогенераторного газа используются для привода двух ТНА с последующим вдувом их в сверхзвуковую часть сопла. Двигатель LE-5 был рассчитан на 16 запусков и более 40 минут работы, чтобы вывести полезную нагрузку на необходимые более высокие орбиты после низкой околоземной.

В данном двигателе, в отличие от его предшественника LE-5, привод турбин ТНАО и ТНАГ осуществлялся подогретым в ТО КС горючим. Данное схемное решение позволило увеличить тягу и УИТ двигателя за счет большего давления в КС, а также за счет отсутствия потерь, связанных со вдувом отработанного газогенераторного газа в сверхзвуковую часть сопла. В период 1988-1989 гг. было проведено более 50 огневых испытаний с общей наработкой более 3300 с. Двигатель LE-5A показал устойчивую работу на всех режимах, в особенности при невращающихся ТНА, т.е. на режиме пониженного давления в КС.

Дальнейшие модификации ЖРД LE-5A представляли собой уже более мощный двигатель, получивший название LE-5B. Изменения были направлены на

повышение надежности при одновременном снижении удельной стоимости двигателя (в особенности упрощение и удешевление производства). Несмотря на то, что двигатель LE-5B имеет меньший УИТ двигателя, однако он производил более высокую тягу и среди трех двигателей LE-7 оказался наиболее дешевым. В модификации двигателя LE-5B была изменена конструкция каналов ТО КС и их материал в целях получения более эффективной теплопередачи, что позволило выиграть в тяге и стоимости двигателя. После 28 марта 2003, когда полет Н-2А привел к сильной вибрации РБ при отстыковке LE-5B, были начаты работы над его модернизацией в виде двигателей LE-5B-2 и LE-5B-3. В ЖРД LE-5B-2 и LE-5B-3 были добавлены дополнительные дефлекторы СГ КС, новый смеситель газообразного и жидкого водорода, применение 306 коаксиальных форсунок с меньшими габаритами, в отличие от 180 в LE-5B, а также была разработана новая конструкция ТНАГ и ТНАО в целях возможности большего времени работы двигателя. Данные мероприятия уменьшили вибрации, создаваемые двигателем, вдвое.

Двигатель LE-5B-3 разрабатывался для новой РН Н-3, первый образец конструкции которого был испытан в марте 2017 года. В настоящее время продолжается сертификация двигателя для полетов на ракете Н-3. Основные параметры двигателя LE-5 и его модификаций приведены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Основные параметры двигателей LE-7, LE-7А

Наименование параметра	LE-5	LE-5A	LE-5B	LE-5B-2
Тяга двигателя в пустоте, <i>кН</i>	102,9	121,5	137,2	144,9
Соотношение компонентов	5,5	5	5	5
Степень расширения сопла	140	130	110	110
УИТ в пустоте, <i>с</i>	450	452	447	447
Давление в КС, <i>МПа</i>	3,65	3,98	3,58	3,78
Частота вращения ТНАГ, <i>об/мин</i>	50000	51000	52000	53504
Частота вращения ТНАО, <i>об/мин</i>	16000	17000	18000	18560

Продолжение таблицы 1.9

Наименование параметра	LE-5	LE-5A	LE-5B	LE-5B-2
Длина двигателя, м	2,68	2,69	2,79	2,79
Масса двигателя, кг	255	248	285	290
Дросселирование, %	-	-	60%, 30%, 3%	60%, 30%, 3%

Среди японских разработок кислородно-водородных двигателей можно также выделить безгазогенераторный двигатель НИРЕХ, который проектировался для МБ [34, 60]. Данный двигатель остался экспериментальным, хотя испытания его модельной камеры подтвердили возможность создания натурального двигателя. Отличительной особенностью двигателя НИРЕХ от других безгазогенераторных двигателей является применение специального теплообменного аппарата, установленного в КС. Данное решение позволило дополнительно подогреть водород, что повлияло на рост мощности ТНАГ и ТНАО и давления в КС. Основные параметры ЖРД НИРЕХ приведены в таблице 1.10.

Таблица 1.10 – Основные параметры двигателя НИРЕХ

Наименование параметра	Значение параметра
Тяга двигателя в пустоте, кН	147
Соотношение компонентов	6
Степень расширения сопла	100
УИТ в пустоте, м/с:	4550
Давление в КС, МПа	9,8
Частота вращения ТНАО, об/мин	80000
Частота вращения ТНАГ, об/мин	25000
Длина двигателя, м	3,082

Первый советский кислородно-водородный ЖРД был двигатель 11Д56 (РД-56), созданный в КБХМ для космического РБ «С1», «Ср» и «Р» в составе четвертой ступени РН Н-1 [3,55, 61]. Двигатель имел закрытую схему с дожиганием в КС восстановительного газогенераторного газа. Для бескавитационной работы основных насосов ТНА были предусмотрены БТНА, расположенные за топливными баками. ЖРД 11Д56 обладал тягой $P_n = 7.5$ тс и УИТ двигателя

$I_n = 440$ с при давлении в КС $p_k = 6$ МПа. В данном двигателе использовалось проточное регенеративное охлаждение критически водородом, необходимого давление подачи которого обеспечивал ТНАГ, работающий на основном режиме до 40000 об/мин. Планировалось многократное включение двигателя (до семи раз) при времени работы до 1000 с. Расчетный УИТ двигателя достигался за счет степени расширения сопла $\varepsilon_a = 108$ и соотношения КТ в КС $k_m = 6.5$. Однако, несмотря на успешную стендовую отработку в 1970-х годах, 11Д56 не был принят в эксплуатацию из-за закрытия лунной программы Н1-Л3, но в течение нескольких лет испытывался на наземных стендах, подтвердив заявленный высокий УИТ. Параллельно с разработкой двигателя 11Д56 шла работа над двигателем 11Д57, которую вело КБ «Салют» А.М. Люльки. Данный двигатель проектировался для блока «М» 3-й ступени и для блока «С2» 4-й ступени РН Н-1. ЖРД 11Д57 имел также модификацию 11Д54 с неподвижным подвесом, когда как для 11Д57 планировался карданный. При этом диаметр выходного сечения сопла составлял 1860 мм для обеих версий двигателя, но длина сопла рознилась: 2950 мм составляла длина в варианте с неподвижным соплом и 3648 мм [62].

В ходе огневых испытаний двигатель 11Д57 практически подтвердил заявленный УИТ двигателя по ТЗ ($I_n = 445-449$ с) при тяге $P_n = 400$ кН, соотношении КТ $k_m = 6$ и давлении в КС $p_k = 10$ МПа. Также проводились испытания двигателя 11Д57М, имеющим выдвинутой сопловой насадкой, который добавлял прибавку к УИТ двигателя до 12-15 с. После закрытия лунной программы Н-1 двигатель 11Д57М рассматривался в проектах НПО «Энергия» по его применению в РБ «Везувий» РН «Вулкан», в варианте РН воздушного старта «Бизань», а также в проектах суборбитальных демонстраторов Delta Clipper и X-2000. [63].

С 1982 г. КБ «Салют» возобновило работы по разработке отечественного КВРБ с модифицированным 11Д56 для применения на носителе «Протон-М» и некоторых вариантах системы «Энергия». Данный двигатель получил название КВД-1, который в дальнейшем нашел применение для криогенного РБ 12КРБ для индийской РН GSLV. ЖРД КВД-1 состоит из маршевого блока, двух рулевых блоков, блока БТНА кислорода, блока БТНА горючего и блока

управления [3,55, 61, 64]. Данные блоки могут использоваться автономно. При этом КВД-1 и его модификации КВД-1М и КВД-1МЗФ имеют более высокие удельные параметры (смотри таблицу 1.11) за счет следующих новых введенных мероприятий:

- применение охлаждаемого соплового насадка, позволяющего увеличить степень расширения сопла и тем самым достичь более высоких значений УИТ двигателя;
- БТНАГ и БТНАО располагаются внутри баков КВРБ;
- создание боковых усилий вместо качания ЖРД за счет рулевых камер тягой по 200 кгс каждая, которые позволили использовать более легкие электроприводы;
- использование пиротехнической системы зажигания двигателя, модернизированной под шестикратное срабатывание;
- применение более компактной компоновки ТНА.

Таблица 1.11 – Основные параметры двигателей 11Д57, КДВ-1 и его модификаций

Наименование параметра	11Д57	КДВ-1	КВД-1М (с ВСН)	КВД-1МЗФ
Тяга двигателя в пустоте, <i>тс</i>	40	7,5	10,5	12,5
Соотношение компонентов	5,8	5,9	5,9	5,9
Степень расширения сопла	143	198	176 (358)	176
УИТ в пустоте, <i>с</i>	456	461	463 (470)	463
Давление в КС, <i>кгс/см²</i>	11,2	59	84	99
Габариты двигателя, <i>м</i> :				
высота	2,95 (3,64)	2,14	2,2 (3,2)	2,2
диаметр	1,86	1,27	1,2 (1,7)	1,2
Масса двигателя, <i>кг</i>	750	398	259 (287)	268
Число включений двигателя	4	2	5	-

В середине 1970-х годов на смену лунной программы с РН Н-1 пришел проект по созданию многофазовой космической системой (МКС) с ракетой «Энергия» и орбитальным кораблем «Буран». Для данного проекта был спроектирован воронежским КБ химавтоматики кислородно-водородный ЖРД,

близкий по характеристикам системы Space Shuttle двигателя SSME, получивший название РД-0120 или 11Д122. Его разработка началась в 1976 году, а наземные отработки и испытания в двух полетах системы «Энергия-Буран» закончились в 1988 году. Но в связи с закрытием программы дальнейшая работа по ЖРД РД-0120 прекратилась.

Двигатель РД-0120 имеет закрытую схему с дожиганием восстановительного генераторного газа. Горючее после насоса разделяется на два потока: в газогенератор и на охлаждение камеры. Система подачи окислителя состоит из двух насосов: насоса окислителя, обеспечивающего подачу окислителя в камеру и насоса, подающего окислитель в газогенератор и на привод турбины БНА. Камера имеет регенеративное охлаждение одним потоком водорода: охладитель подается сначала на охлаждение критического сечения и цилиндра камеры, затем перебрасывается на охлаждение сопла. Водород после тракта охлаждения используется для привода турбины БНАГ. Генераторный газ после привода турбины ТНА поступает в камеру. Регулирование тяги осуществляется регулятором расхода окислителя в газогенератор, соотношения компонентов – дросселем на линии окислителя камеры. Основные параметры ЖРД РД-0120 приведены в таблице 1.12 [3, 47, 55, 61, 64].

Таблица 1.12 – Основные параметры ЖРД РД-0120

Наименование параметра	Значение параметра
Тяга двигателя в пустоте, <i>тс</i>	200
Тяга двигателя на Земле, <i>тс</i>	158
Удельный импульс тяги в пустоте, <i>с</i>	455
Удельный импульс тяги на земле, <i>с</i>	356
Соотношение компонентов	6
Степень расширения сопла	85,7
Давление в КС, <i>кгс/см²</i>	223
Диаметр среза сопла, <i>м</i>	2,3
Высота, <i>м</i>	4,5
Удельная масса двигателя, <i>кг/тс</i>	17,25
Время работы (1 полет), <i>с</i>	600

Разработки ЖРД безгазогенераторной схемы начались также в СССР. В 1988 году РКК «Энергия» выдала техническое задание КБХА на создание ЖРД безгазогенераторной схемы двигателя РО-95, работающего на паре топлива кислород-водород. Он предназначался для разгонных блоков «Смерч» и «Везувий» РН (ракета-носитель) «Буран-Т» и «Вулкан» [3, 61].

Кислородно-водородный двигатель РО-95 имел на тот момент довольно высокие энергетические показатели: тягу 10 тс и удельный импульс тяги 475 с. Создание двигателя базировалось на опыте КБХА в разработке кислородно-водородного двигателя РД0120 для РН «Энергия». Были выявлены преимущества и недостатки безгазогенераторной схемы, однако разработки по двигателю РО-95 завершились только эскизным проектированием, а также работа по проектам «Буран-Т» и «Вулкан» были полностью приостановлены.

В 1993 году в рамках исследования кислородно-водородных двигателей с кольцевой камерой и тарельчатым соплом по техническому заданию РКК «Энергия» КБХА совместно с ИЦ. им. М.В. Келдыша и РИЦ «Прикладная химия» возобновили работу по созданию кислородно-водородных ЖРД безгазогенераторной схемы. Использование кольцевой камеры и тарельчатого сопла в данном двигателе позволяло значительно снизить массу и длину двигателя (при одинаковом удельном импульсе тяги) или повысить удельный импульс при той же длине и проводить огневые стендовые испытания высотных двигателей без дополнительных специальных устройств, которые имитируют необходимые условия. Двигателю был присвоен индекс РО-97 (или РД-0126), который обладал тягой 39,2 кН и предназначался для РБ и МБ. ЖРД РО-97 имел схожую схему с современным двигателем РД-0146, в его состав входил также отдельный ТНАО и ТНАГ. Для обеспечения необходимого давления на входе в основные насосы были предусмотрены БТНАГ и БТНАО. Основной особенностью двигателя РО-97 заключалась в возможности работы на «вытеснительном» режиме, на котором ТНАГ, ТНАО, БТНАГ и БТНАО не работают, при этом тяга двигателя составляла более 280 кН. Для увеличения тяги двигателя был предусмотрен «бустерный» режим, при котором тяга возрастала до 676,2 кН [3, 61, 62].

Следующим отечественным двигателем, выполненным по безгазогенераторной схеме, является двигатель РД-0146 и его модификации РД-0146У, РД-0146Э, РД-0146Д и РД-0146ДМ [3, 55, 61, 65, 66, 67, 68]. Данный двигатель имеет одинаковую принципиальную пневмогидравлическую схему с двигателем РД-0126, но отличается требованиями по эксплуатации в составе конкретной двигательной установки РБ. Изначально двигатель РД-0146 рассматривался в качестве маршевого двигателя для РБ РН «Протон-М» и «Ангара». В настоящее время двигатель РД-0146 находится еще в стадии доводочных испытаниях, как и двигатель РД-0146ДМ, в котором применяется сжиженный природный газ в качестве горючего компонента. Отличительной особенностью модификации двигателя РД-0146Д является применение выдвижного соплового насадка из углеводородного композитного материала, а также установка в баки компонентов топлива бустерных турбонасосных агрегатов.

1.2 Назначение ЖРД, выполненных по безгазогенераторной схеме

Безгазогенераторная схема ЖРД нашла применение в качестве маршевого двигателя для разгонных блоков, а также для третьих ступеней РН. ЖРД таких схем работают на паре топлива кислород-водород или кислород-метан. В качестве дополнительного компонента для наддува баков применяется гелий за счет его низкой температуры кипения.

Название данной схемы ЖРД обуславливается отсутствием огневого агрегата – газогенератора, служащего в закрытых схемах ЖРД для получения рабочего тела заданной температуры и в заданном количестве для привода турбины ТНА. Привод турбины в безгазогенераторной схеме ЖРД осуществляется подогретым компонентом после ТО.

Безгазогенераторные ЖРД обладают возможностью большего количества запуска в условиях космоса за счет отсутствия паров воды в полостях ТНА и исключения возможности их замерзания перед повторным включением двигателя. Несмотря на то, что повторный запуск двигателя и последующий выход на режим осуществляется без «забросов» температур, данный процесс в таких схемах

двигателя имеет более продолжительный характер, нежели в закрытой или открытой схемах ЖРД [4, 6, 69].

Использование криогенных компонентов топлива в качестве охладителя корпуса КС значительно повышает надежность ЖРД, так как в сравнении с двигателями, использующие высококипящее топливо, подвержены вскипанию хладагента в межрубашечном пространстве и прогару огневой стенки. Несмотря на то, что криогенный компонент газифицируется (находится в критическом или сверхкритическом состоянии) в ТО, за счет своей высокой удельной теплоемкости, позволяет эффективно снять тепло с огневой стенки КС. Особенно хорошим охладителем является водород, подаваемый в ТО в критическом или сверхкритическом состоянии основным насосом ТНА. Водород в данных состояниях имеет удельную теплоемкость более $30 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$, а высокое давление подачи позволяет при нагреве водорода оставаться в диапазонах, характерных высокой удельной теплоемкости [70, 71].

В безгазогенераторных схемах ЖРД применяются активные предкамерные одноступенчатые и двухступенчатые турбины. Такие турбины обеспечивают необходимый перепад на ней для создания заданного давления в КС. Для подачи топлива в КС используют одноступенчатые и многоступенчатые шнекоцентробежные насосы. Многоступенчатые насосы в основном применяются для перекачки горючего в целях поджатия компонента (водорода) и достижения высокого напора подачи топлива в КС. ТНАГ (турбонасосный агрегат горючего) в таких схемах ЖРД работают в широких диапазонах частот вращения ротора ($60000 - 130000 \text{ об/мин}$), поэтому для обеспечения безкавитационной работы насоса применяют бустерные турбонасосные агрегаты (БТНА), служащие для увеличения напора на вход основного насоса ЖРД. БТНА устанавливают и на ветку «О», так как ротор ТНАО (турбонасосный агрегат окислителя) также работает на довольно высоких оборотах ($25000 - 40000 \text{ об/мин}$). Также, необходимо учесть тот факт, что водород, в зависимости от температуры, имеет большие значения давления насыщенных паров и значительно высокую термодинамическую поправку (более 300 Дж/кг), чем кислород (менее 15 Дж/кг) [22].

В зависимости от схемы ЖРД, привод бустерного насоса БТНА может осуществляться газовой или гидравлической активной турбиной. В безгазогенераторной схеме ЖРД для привода БТНАО (бустерный турбонасосный агрегат окислителя) используют гидравлическую осевую турбину, работающую от напора основного насоса и с небольшим массовым секундным расходом. Вид гидравлической турбины зависит от перепада давления и отношения скоростей u/c .

Для привода БТНАГ (бустерный турбонасосный агрегат горючего) в ЖРД безгазогенераторной схемы применяют активные газовые турбины, питающиеся газообразным горючим, газифицированным в ТО двигателя. Расход и перепад давления в турбинах БТНАГ подбирается из условий газовой подушки бака горючего ЖРДУ, так как отработанное рабочее тело после турбины в основном используют для наддува бака горючего или питания ЖРДМТ (жидкостной ракетный двигатель малой тяги) [23, 69, 72].

Бустерные насосы БТНАГ и БТНАО в зависимости от необходимого напора на вход основного насоса выполняются в виде шнека, шнекоосевого или шнекоцентробежного колеса. Такие колеса имеют меньшие угловые скорости, чем основные насосы, поэтому для его бесрывной работы требуется меньшее давление на входе.

Тяга в безгазогенераторных ЖРД регулируется регулятором горючего, который перепускает подогретый газ после РО между ТНАО и ТНАГ. Тем самым происходит регулирование мощности турбины «О» и «Г» и напора основных и бустерных насосов. В ЖРД безгазогенераторной схемы, использующие газообразное горючее для наддува бака «Г», имеются сложности поддержания необходимого давления в газовой подушке при регулировании тяги двигателя, обуславливаемые изменением расхода и температуры рабочего тела [5].

1.3 Особенности ЖРД безгазогенераторной схемы

Главной особенностью ЖРД безгазогенераторной схемы является отсутствие дополнительного огневого агрегата в составе ЖРДУ – газогенератора, продукты сгорания которого служат рабочим телом для привода турбин ТНА и БТНА. В

связи с чем данная схема имеет ряд преимуществ и недостатков по сравнению с закрытой или открытой схемами ЖРД [1, 2, 4, 5, 66, 67].

Преимущества безгазогенераторной схемы:

- отсутствие резких скачков температур и давлений в КС при запуске и останове двигателя;
- наличие низкой температуры рабочего тела турбин ТНА и БТНА, что уменьшает потери топлива на предварительное захлаживание систем перед включением двигателя за счет меньшей передачи тепла через теплопроводность конструкции агрегатов и арматуры к баковой системе;
- меньшая сухая масса ЖРД, обуславливаемая отсутствием ГГ, агрегатов и арматуры, обеспечивающие его работу;
- увеличенный ресурс ТНА и БТНА за счет меньшей тепловой нагрузки на ротор, а также отсутствия окислительной среды в турбинах (в случае привода турбины ПС окислительного ГГ);
- большее число запусков двигателя в условиях космоса за счет отсутствия водяных паров и их замерзания в полостях ТНА;
- меньшее время и затраты на отработку двигателя и его агрегатов, а также на достижение требуемой надежности двигателя и производство доводочного и серийного ЖРД.

Недостатки ЖРД безгазогенераторной схемы:

- при схеме последовательного питания турбин ТНАО и ТНАГ газообразным подогретым в ТО горючим, уменьшается надежность двигателя, связанная с трудностью экстренного отключения двигателя при выходе из строя насоса окислителя ТНАО (например срыв работы насоса), но при этом турбина ТНАО продолжает работу за счет независимой подачи рабочего тела на ее привод;
- большая (по сравнению с двигателями с ГГ) длительность запуска и выхода на номинальный режим работы по тяге двигателя;

В ЖРД безгазогенераторной схемы обороты ротора ТНА зачастую достигают высоких значений (порядка до 150 тысяч об/мин и выше), в частности у ТНАГ. В

связи с чем уменьшается ресурс подшипников ТНА, что можно отнести к недостаткам безгазогенераторной схемы ЖРД, с одной стороны, но при этом, за счет роста угловой скорости, уменьшаются габариты агрегатов ТНА и, как следствие, сухая масса ЖРДУ [23, 55, 73].

За счет применения энергоемкого экологически чистого криогенного топлива в безгазогенераторных ЖРД растет сухая масса баков ЖРДУ из-за низкой плотности жидкого водорода [74]. Но высокий УИТ двигателя, создаваемый парой топлива жидкий кислород + жидкий водород, компенсирует данный недостаток. Следует отметить, что масса ЖРДУ при применении безгазогенераторной схемы двигателя будет меньше, в случае использования для наддува бака жидкого водорода газообразное горючее. В кислородно-водородных ЖРД, работающих по газогенераторной схеме, наддув бака «Г» осуществляется гелием, поэтому масса ЖРДУ в этом случае растет на величину массы газа наддува (или жидкого гелия) и сухую массу баллонов (в случае применения газообразного гелия) или баков (в случае применения жидкого гелия) с дополнительной регулируемой и нерегулируемой арматурой для обеспечения подачи инертного газа [23, 75, 76].

Отличительной особенностью безгазогенераторного ЖРД среди кислородно-водородных двигателей также является применение более удлиненных камер для реализации большего подогрева топлива в ТО [4, 70, 75]. В связи с чем растут потери в КС, ухудшающие УИТ двигателя, но их возможно компенсировать за счет достижения более высокого давления в КС при помощи интенсификации теплообмена в ТО.

Для ЖРД закрытой схемы, работающих на криогенных компонентах топлива, принято считать, что привод турбины газогенераторным газом выгоднее при тяге двигателя более 10 – 12 *тс*. Это объясняется более высоким КПД основных насосов ТНА за счет большей тяги, следовательно, большей подачи Q . Поэтому с ростом расхода топлива в КС КПД насоса увеличивается, согласно данным в работах [20, 21, 22, 77, 78]. При тяге ЖРД менее 12 *тс*, суммарный расход топлива уменьшается и в связи с чем режим работы насоса сдвигается из области максимум КПД в область меньших Q/n (или $D_{\text{лп}}$ – диаметр живого сечения). При этом,

согласно формулам (1.1) и (1.2), происходит рост мощности насоса, которую необходимо обеспечить турбине ТНА. Увеличение мощности турбины в двигателях с газогенератором (ГГ) возможно за счет увеличения давления в нем, либо суммарного расхода топлива, подаваемого в ГГ. Это объясняется ограничениями по допустимой температуре рабочего тела на лопатках турбины, обуславливаемой применением материала, ограниченного по температуре плавления 1000-1300°С.

$$N_H = \frac{\dot{m}_H \cdot \Delta p_H}{\rho_{cp} \cdot \eta_H}, \quad (1.1)$$

$$N_T = L_{ад} \cdot \eta_T \cdot \dot{m}_T, \quad (1.2)$$

где N_H – мощность насоса, *Вт*; \dot{m}_H – массовый секундный расход на насосе, *кг/с*; Δp_H – перепад давления, создаваемый насосом, *Па*; ρ_{cp} – средняя плотность топлива, перекачиваемого насосом, *кг/м³*, η_H – полный КПД насоса; N_T – мощность насоса, *Вт*; $L_{ад}$ – адиабатная работа турбины, *Дж/кг*; η_T – полный КПД турбины; \dot{m}_T – массовый секундный расход рабочего тела турбины, *кг/с*.

Большую мощность турбины ТНА при тяге двигателя более 12 *тс* возможно достичь в случае применения ЖРД замкнутой схемы с газогенератором. Однако, при том же уровне давлений в КС (7-10 МПа) и тяге двигателе менее 12 *тс* выгоднее использовать схему без газогенератора. Согласно данным в таблице 1.14, в безгазогенераторных ЖРД уровень КПД основной турбины ТНА соизмерим с турбиной, применяемой в ЖРД с газогенератором (ЖРД для верхних ступеней РН и РБ). Но, так как потребная суммарная мощность основных насосов ТНА в обеих схемах ЖРД (для верхних ступеней РН и РБ), имеет также примерно равный уровень значений то энергетический баланс в безгазогенераторных схемах ЖРД достигается за счет разделения контуров линий «О» и «Г» путем привода каждого насоса отдельной турбиной. Данное решение позволяет с одной стороны обеспечить высокий уровень давления в КС (более 10 МПа в КС), но с другой стороны значительно снижает надежность работы ЖРД в случае выхода из строя во время работы двигателя одного из ТНА.

Применение отдельных ТНА влечет за собой повышение напора основного насоса ТНА, например, в случае привода подогретым горючим в ТО обеих

турбин [16, 79, 80, 81]. Достижение необходимого давления за насосом осуществляется за счет увеличения оборотов ротора ТНА. При этом уменьшается кавитационный запас, что может негативно сказаться на работу основного насоса, в частности насоса окислителя (НО). Это объясняется меньшим (относительного горючего) давлением насыщенного пара окислителя и большего объемного расхода топлива, перекачиваемого агрегатом. С этой точки зрения доказывается целесообразность применения отдельных ТНА, за счет чего возможно вращение каждого ТНА с разной угловой скоростью.

$$\omega_{\text{н}} = \frac{C_{\text{срв.г}} \cdot \Delta h_{\text{срв.доп}}^{3/4}}{298 \cdot Q_{\text{н}}^{1/2}}, \quad (1.3)$$

где $\omega_{\text{н}}$ – допустимая угловая скорость вращения ротора насоса, *рад/с*; $C_{\text{срв.г}}$ – кавитационный коэффициент быстроходности насоса с учетом нерастворенного газа в жидкости, $\Delta h_{\text{срв.доп}}$ – срывной допустимый кавитационный запас, *Дж/кг*; $Q_{\text{н}}$ – объёмный расход насоса, *м³/с*.

Энергетический баланс для двигателей замкнутой схемы решается системой уравнений. Для ЖРД безгазогенераторной схемы система будет иметь следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{\text{т}} = \Sigma N_{\text{н}} \\ \Sigma N_{\text{н}} = \frac{\dot{m}_{\text{но}} \cdot (p_{\text{вых.но}} - p_{\text{вх.но}})}{\rho_{\text{но}} \cdot \eta_{\text{но}}} + \frac{\dot{m}_{\text{нг}} \cdot (p_{\text{вых.нг}} - p_{\text{вх.нг}})}{\rho_{\text{нг}} \cdot \eta_{\text{нг}}} \\ N_{\text{т}} = z_{\text{ср}} \cdot \frac{k_{\text{ср}}}{k_{\text{ср}} - 1} \cdot \dot{m}_{\text{т}} \cdot R_{\text{т}} \cdot T_{\text{вх.т}} \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{p_{\text{вх.т}}^*}{p_{\text{вых.т}}}} \right)^{\frac{k_{\text{ср}} - 1}{k_{\text{ср}}} \right] \end{array} \right\}, \quad (1.4)$$

где $N_{\text{т}}$ и $N_{\text{н}}$ – мощность турбины и насоса, *Вт*; $z_{\text{ср}}$ – коэффициент сжимаемости рабочего тела турбины, зависящий от средней температуры и давления газа на турбине; $\dot{m}_{\text{т}}$ – секундный массовый расход рабочего тела турбины, *кг/с*; $R_{\text{т}}$ – удельная газовая постоянная рабочего тела турбины, *Дж/кг·К*; $T_{\text{вх.т}}$ – температура на входе в турбину, *К*; $\eta_{\text{т}}$ – полный КПД турбины; $p_{\text{вх.т}}^*$ – полное давление на входе в турбину, *Па*; $p_{\text{вых.т}}$ – статическое давление на выходе из турбины, *Па*; $k_{\text{ср}}$ – средний коэффициент адиабаты рабочего тела турбины,

определяемый по средней температуре и давлению рабочего тела на турбине;
 $\dot{m}_{\text{НО}}$ – секундный массовый расход НО, $\text{кг}/\text{с}$; $\dot{m}_{\text{НГ}}$ – секундный массовый расход НГ, $\text{кг}/\text{с}$; $p_{\text{вых.НО}}$ – давление на выходе из НО, Па ; $p_{\text{вх.НО}}$ – давление на входе в НО, Па ; $p_{\text{вых.НГ}}$ – давление на выходе из НГ, Па ; $p_{\text{вх.НГ}}$ – давление на входе в НГ, Па ; $\rho_{\text{НО}}$ – средняя плотность окислителя в НО, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\rho_{\text{НГ}}$ – средняя плотность горючего в НГ, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\eta_{\text{НО}}$ – полный КПД НО, зависящий от режима работы насоса; $\eta_{\text{НГ}}$ – полный КПД НГ.

В случае применения отдельных ТНА энергетическая увязка параметров схемы достигается за счет равенства мощностей насоса и турбины ТНАО и ТНАГ, т.е. $N_{\text{ТО}} = N_{\text{НО}}$ и $N_{\text{ТГ}} = N_{\text{НГ}}$. При этом должен соблюдаться не только энергетический баланс ТНА, но и обеспечиваться эффективный теплосъем с конструкции КС. Это достигается при совместном расчете параметров схемы двигателя и охлаждения корпуса КС.

1.4 Обоснование выбранной схемы ЖРД

На рисунках 1.1, 1.2 и 1.3 приведены характеристики существующих кислородно-водородных ЖРД различного цикла работы: открытый цикл с ГГ, закрытый цикл с ГГ, открытый цикл без ГГ, закрытый цикл без ГГ.

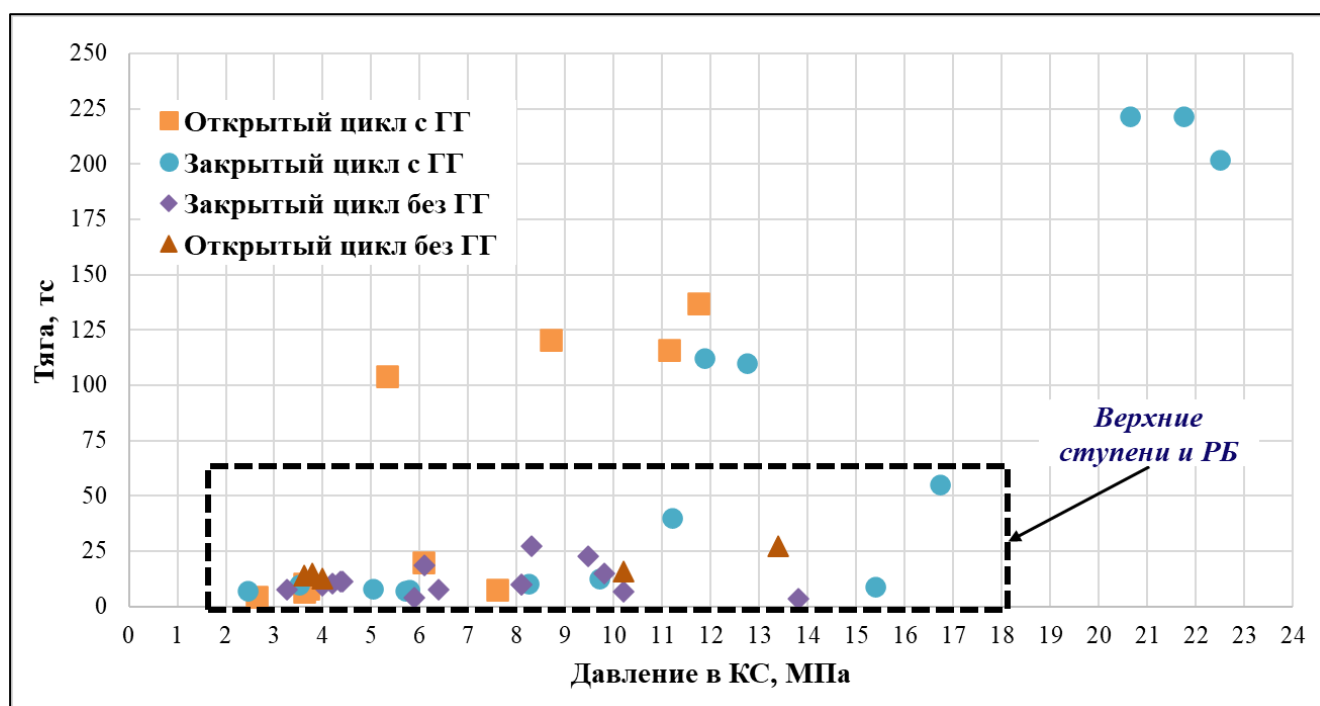


Рисунок 1.1 – Зависимость тяги двигателя от давления в КС кислородно-водородных ЖРД для нижних и верхних ступеней и РБ РН

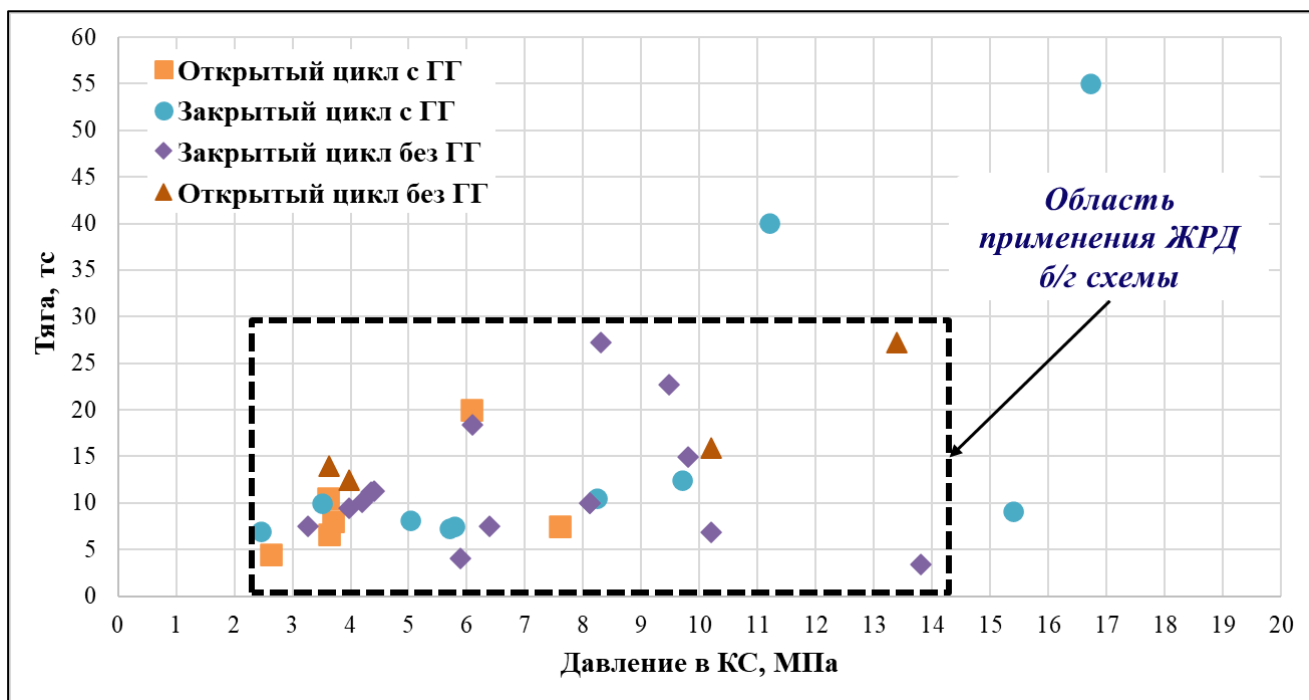


Рисунок 1.2 – Зависимость тяги двигателя от давления в КС кислородно-водородных ЖРД для верхних ступеней и РБ РН

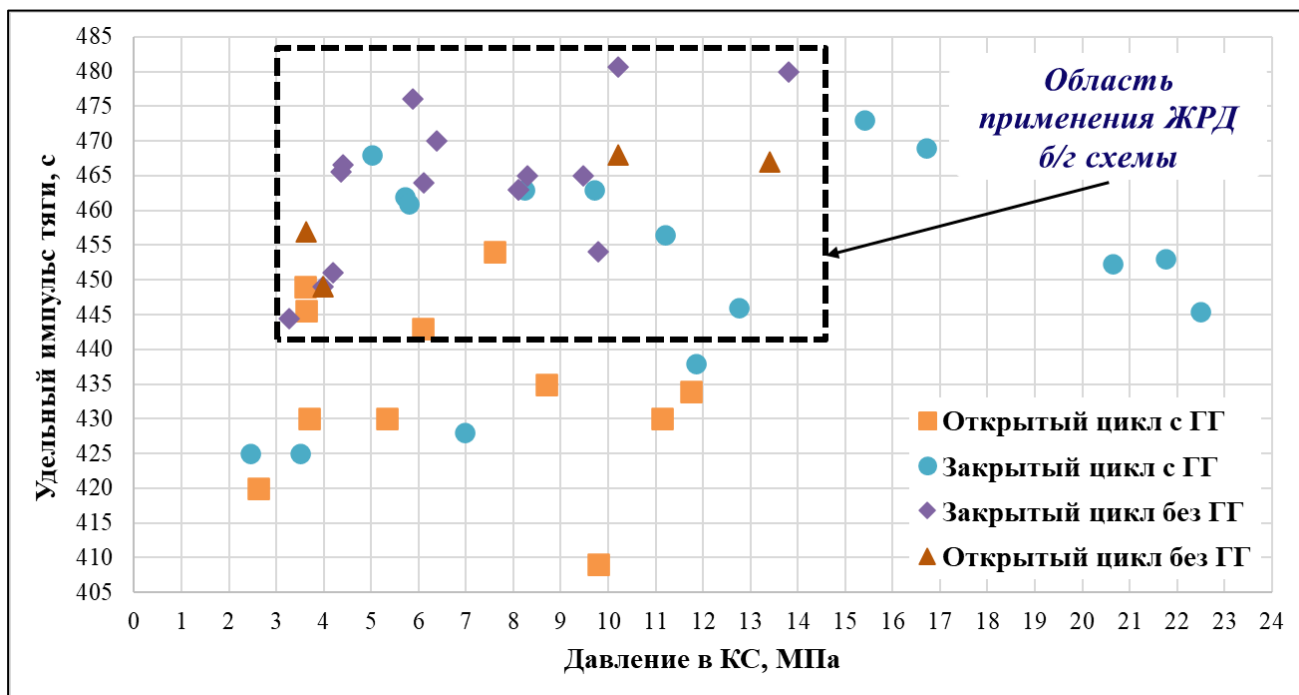


Рисунок 1.3 – Зависимость УИТ двигателя от давления в КС кислородно-водородных ЖРД для верхних ступеней и РБ РН

Таблица 1.13 – Основные параметры кислородно-водородных двигателей

Наименование двигателя	Тяга двигателя, тс	Давление в КС, МПа	УИТ двигателя, с	Соотношение компонентов топлива
Открытый цикл с ГГ				
J-2	104	5,33	430	5,5
J-2S	120,3	8,70	435	5,5
RS-68	340,7	9,79	409	6
HM-7B	6,6	3,62	445,6	5,7
LE-5	10,5	3,61	449	5,5
YF-73	4,5	2,63	420	5
YF-75	8	3,70	430	5
HM-60 Vulcain	116	11,15	430	5,3
HM-60-2 Vulcain-2	137	11,75	434	5,3
CE-7,5	7,5	7,60	454	Н/Д
CE-20	20	6,08	443	5,05
Закрытый цикл с ГГ				
SSME	221,5	21,75	453	6
SSME-blokII	221,7	20,64	452,3	6,03
ASE	9,1	15,4	473	6
LE-7	110,1	12,75	446	6
LE-7A	112,2	11,86	438	5,9
КВД	7,2	5,7	462	6
КВД-1	7,5	5,79	461	5,9
КВД-1М	10,5	8,24	463	5,9
КВД-1М3Ф	12,5	9,71	463	5,9
11Д57	40	11,2	456,5	5,8
РД-0120	201,9	22,5	445,5	6
М-1	680	6,98	428	Н/Д
AMPS-1	8,2	5,03	468	Н/Д
РД-0150	55	16,72	469	Н/Д
ES-702	7	2,45	425	Н/Д
ES-1001	10	3,51	425	Н/Д

Продолжение таблицы 1.13

Наименование двигателя	Тяга двигателя, тс	Давление в КС, МПа	УИТ двигателя, с	Соотношение компонентов топлива
Закрытый цикл без ГГ				
RL10A-3-3A	7,5	3,27	444,4	5
RL10A-4	9,4	3,98	449	5,5
RL10A-4-1	10,1	4,2	451	5,5
RL10B-2	11,2	4,36	465,5	5,88
RL10B-2-1	11,2	4,41	466,5	6
RL50	22,7	9,48	465	6
RL60	27,2	8,3	465	6
Vinci	18,4	6,1	464	5,8
РД-0146	10	8,11	463	5,9
РД-0146У	10	8,11	463	5,9
РД-0146Д	7,5	6,38	470	5,9
РД-0126	4	5,88	476	5,9
Hipex	15	9,8	454	6
AECE	6,8	10,2	480,7	Н/Д
Эксп. Aerojet liquid rocket	3,4	13,8	480	6
Открытый цикл без ГГ				
MB-35	15,9	10,2	468	5,8
MB-60	27,2	13,4	467	5,8
LE-5A	12,4	3,98	449	5
LE-5B	14	3,62	457	5
LE-5B-2	14,8	3,78	447	5

Таблица 1.14 – Основные параметры агрегатов ТНА кислородно-водородных двигателей

Наименование двигателя	Схема двигателя	КПД НГ/НО	КПД ТГ/ТО (или турбины общего ТНА)
J-2/J-2S	ОГГ	0,71/НД	НД/0,46
НМ-7В	ОГГ	0,56/0,67	0,44
LE-5	ОГГ	0,59/НД	0,67
НМ-60 Vulcain	ОГГ	0,75/НД	0,58
НМ-60-2 Vulcain-2	ОГГ	0,748/НД	НД
SSME	ЗГГ	0,765/0,758	0,811/0,746
ASE	ЗГГ	0,57/0,7	0,8/0,67
LE-7	ЗГГ	0,7/0,75	0,72/0,485
LE-7A	ЗГГ	0,69/НД	0,69/НД
КВД	ЗГГ	0,51/0,6	0,6
КВД-1	ЗГГ	0,61/0,72	0,65
КВД-1М	ЗГГ	0,722/0,81	0,809
РД-0150	ЗГГ	0,55/НД	0,73
RL10A-4-1	ЗБГГ	0,67/0,69	0,78/0,76
RI-50	ЗБГГ	0,664/0,687	0,689/0,68
РД-0146	ЗБГГ	0,664/0,687	0,689/0,68
Vinci	ЗБГГ	0,713/0,583	0,714/0,568

Из рисунков 1.1, 1.2, 1.3 и таблицы 1.13 видно, что наибольший УИТ двигателя для верхних ступеней РН и РБ соответствует ЖРД, выполненным по закрытой безгазогенераторной схеме. При этом тяга таких двигателей составляет 7...20 тс (не считая экспериментальных двигателей) при давлении в КС до 10 МПа. Более высокий УИТ достигается за счет применения выдвигаемых неохлаждаемых сопловых насадков, т.е. за счет увеличения степени расширения сопла, повышения давления в КС, а также высокого КПД агрегатов основных ТНА двигателя. Для безгазогенераторных ЖРД увеличение УИТ возможно за счет интенсификации теплообмена в ТО в целях увеличения подогрева топлива в нем, служащего в дальнейшем рабочим телом турбин [82, 83, 84, 85]. Данный метод позволяет

обеспечить более высокую мощность турбин основных ТНА, а также увеличить энтальпию топлива, приходящего в СГ КС.

Из таблицы 1.14 видно, что наибольший КПД агрегатов ТНА соответствует ЖРД большей тяги, так как с ростом тяги двигателя увеличивается расход топлива в КС и увеличивается КПД основных насосов ТНА. Это позволяет, с одной стороны, получить выигрыш по увеличению давления в КС за счет меньшей потребной мощности насоса. Но при этом значительно снижается адиабатная работа турбин ТНА из-за меньшего подогрева топлива и роста гидравлических потерь в ТО КС. Поэтому необходимо определить оптимумы между требуемым подогревом топлива в ТО и высокими энергетическими параметрами агрегатов ТНА.

Достижение требуемого подогрева горючего в ТО в целях обеспечения высокого УИТ при заданном давлении в КС и тяге двигателя без потерь по КПД агрегатов ТНА возможно за счет выбора оптимальной схемы двигателя. При выборе схемы безгазогенераторного ЖРД необходимо учитывать последовательность привода турбин ТНА (в случае, если ТНА отдельные), обороты ТНА и расход рабочего тела, поступающего на вход в ТО.

На основании вышеприведенного анализа по существующим схемам кислородно-водородным ЖРД в качестве схемы двигателя-прототипа была выбрана безгазогенераторная схема кислородно-водородного ЖРД РД-0146 [65, 66]. Данная схема питания двигателя позволяет определить экстремумы по увеличению давления в КС за счет интенсификации теплообмена в ТО в целях обеспечения высокого УИТ двигателя. Принципиальная пневмогидравлическая схема (ПГС) исследуемого двигателя приведена на рисунке 1.4.

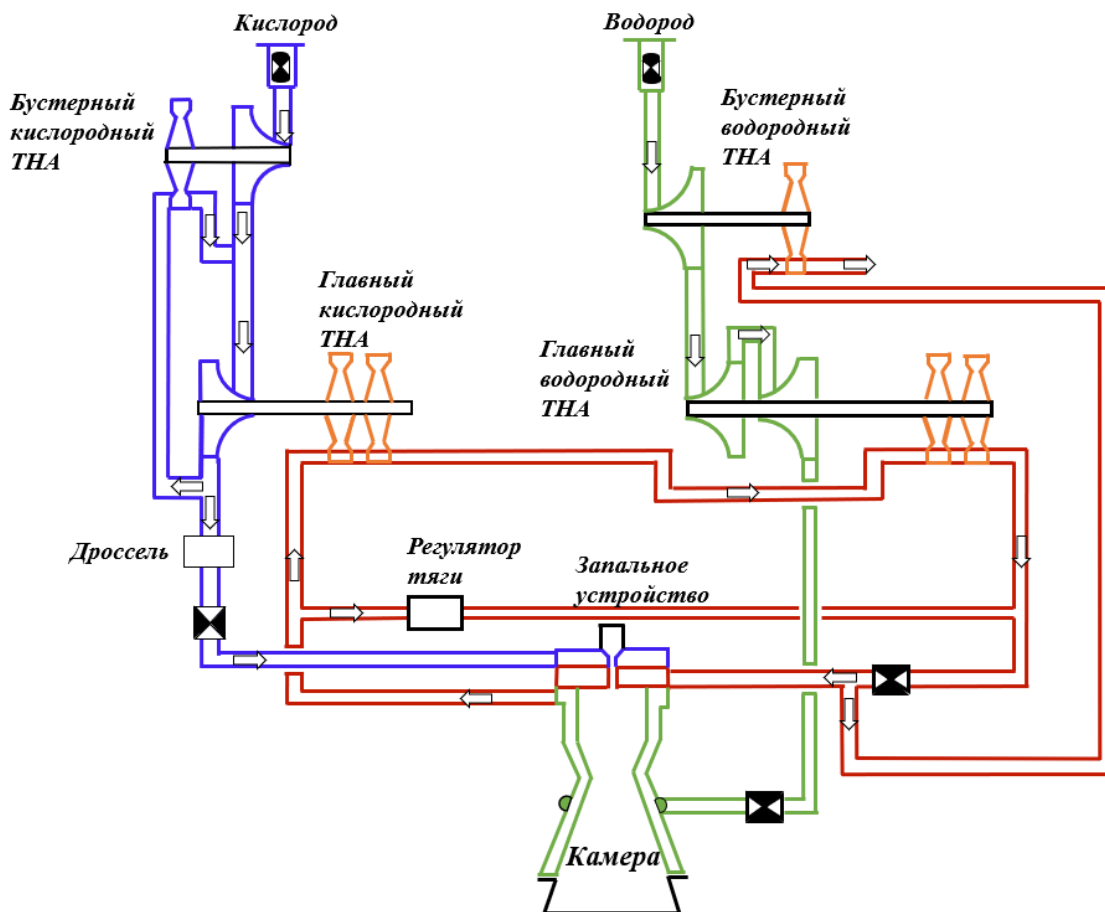


Рисунок 1.4 – Пневмогидравлическая схема рассматриваемого безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД

Схема включает в себя разделительные шаровые клапаны водорода и кислорода, бустерные насосы, уставленные на линиях «О» и «Г» для возможности работы двигателя при низких давлениях баковой системы подачи топлива, а также обеспечения высоких напоров на входе в основные насосы в целях достижения их высоких окружных скоростей вращения. ТНАГ и ТНАО выполнены конструктивно отдельными, что позволяет работать каждому насосу ТНА в разных диапазонах частот вращения ротора. БТНАГ приводится во вращение незначительным расходом водорода, отбираемым после ТНАГ. Основной расход водорода обеспечивается двухступенчатым шнекоцентробежным водородным насосом, приводимым двухступенчатой активной турбиной. Полный расход водорода подается в ТО для охлаждения огневой стенки камеры, где он газифицируется и происходит его дальнейший нагрев. После охлаждения КС, подогретый

водородный газ последовательно направляется на привод турбины ТНАО и ТНАГ и далее подается через соосно-струйные форсунки в КС.

Жидкий кислород поступает через бустерный насос окислителя и далее на вход главного насоса ТНАО. Бустерный насос БТНАО приводится во вращение гидротурбиной, привод которой осуществляется отбираемым небольшим количеством жидкого кислорода с выхода главного кислородного насоса. Одноступенчатый шнекоцентробежный насос окислителя увеличивает давление кислорода до необходимого и подает его в КС.

Воспламенение кислородно-водородной смеси, находящейся в камере, происходит при помощи электроплазменного запального устройства, работающего при низком давлении с избытком окислителя.

Регулирование соотношения компонентов топлива обеспечивается дросселем, установленным на линии «О». Тяги двигателя поддерживается регулятором, который перепускает газообразный водород после рубашки охлаждения перед ТНАО и ТНАГ.

1.5 Постановка задачи расчета рабочих процессов кислородно-водородного ЖРД безгазогенераторной схемы

На основе вышеприведённого исследования подвергается анализу безгазогенераторный кислородно-водородный ЖРД, имеющий следующие параметры:

- тяга двигателя $P_{дв} = 10 \text{ мс}$;
- давление в КС $p_{КС} = 8 \text{ МПа}$;
- УИТ двигателя $I_{п} = 463 \text{ с}$ (в первом приближении).
- соотношение компонентов топлива $k_m = 6,08$.

Тяга двигателя и соотношение компонентов топлива являются зафиксированными параметрами, а выбор энергетических и геометрических параметров ЖРД представлен по критерию обеспечения максимального УИТ двигателя.

В данной работе рассматриваются способы повышения УИТ двигателя за счет повышения давления в КС путем интенсификации теплообмена в ТО. Такой способ позволяет значительно увеличить мощности ТНАО и ТНАГ и энтальпию горючего, поступающего в смесительную головку КС.

Выводы по главе.

1. На основе анализа литературных источников проведен аналитический обзор работ по кислородно-водородным ЖРД различного назначения. При этом рассматривались двигатели как маршевых ступеней, так и высотных. Показано, что проекты по кислородно-водородным ЖРД в составе МТА за последние 40 лет предусматривают в большей степени использование многоразовых МТА для транспортировки КА и грузов на высокоэнергетические орбиты.

2. В ходе проведенного сравнительного анализа по основным параметрам кислородно-водородных ЖРД различной схемы питания была выбрана безгазогенераторная схема двигателя для ее использования в качестве маршевого двигателя для МТА. Данная схема отвечает основным требованиям по обеспечению высоких энергетических параметров ЖРД, в особенности по УИТ двигателя.

3. Приведены особенности ЖРД безгазогенераторной схемы, обуславливаемые приводом турбин ТНА газообразным водородом, нагретым в ТО. Показано, что ЖРД безгазогенераторной схемы по своим достоинствам и недостаткам является наиболее подходящим для МТА.

4. На основе двигателя-прототипа выбрана схема исследуемого двигателя, отвечающая заданным тактико-техническим требованиям. Сформулирована постановка задачи расчета основных параметров ЖРД, заключающаяся в интенсификации теплообмена в ТО для достижения высоких энергетических параметров двигателя.

2. Разработка методики расчета параметров безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД на основе математической модели, описывающей квазистатические рабочие процессы двигателя

2.1 Структурно-функциональная блок-схема математической модели двигателя

Исходя из задач, поставленных во введении, методом исследования в данной диссертационной работе является математическое моделирование. Объектом моделирования является, как сам объект исследования, так и процесс его проектирования.

Разработанная математическая модель использует концепцию, отражающую важнейшие свойства объекта моделирования, законы по которым он подчиняется и связи, присущие составляющим его частям [86, 87].

В основу модели положены уравнения гидравлики, термодинамики, теплозащиты и охлаждения корпуса камеры ЖРД, газовой динамики, тепломассообмена, расчета ЖРД, а также агрегатов ТНА и БТНА и их характеристик.

Разработанная математическая модель реализована на языке программирования Python. Данный язык программирования позволяет создать программу, удовлетворяющую требованиям простоты, доступности, адаптивности и экономичности [88].

Целью создания разработанной математической модели является минимизация затрат времени для получения высоких энергетических параметров ЖРД и поиска перспективных схем двигателя. Математическая модель учитывает реализуемость полученных параметров ЖРД в реальном двигателе. Проверка осуществляется путем определения оптимальных параметров ЖРД, обеспечивающих высокий УИТ двигателя. Для этого задаются следующие исходные данные:

- схема двигателя
- тяга двигателя P ;
- соотношение компонентов топлива k_m ;

- давление в КС $p_{КС}$;
- температура топлива $T_{ВХ}$;
- давление на входе в бустерные насосы окислителя и горючего $p_{1бн}$.

Рассчитываются энергетические и геометрические параметры ЖРД и агрегатов ТНА и БТНА. Определяется оптимальная температура подогрева водорода в ТО, обеспечивающая надежное охлаждение корпуса КС, энергетический баланс ТНАО и ТНАГ для заданного давления в КС и УИТ двигателя.

Математическая модель позволяет провести анализ параметров двигателя в рабочем диапазоне изменения давлений в КС (с заданной тягой и соотношением компонентов топлива) для поиска предельных параметров схемы двигателя с учетом ограничений на реализуемость. При этом возможен выбор перспективной схемы двигателя в зависимости от тактико-технических требований.

Структурно-функциональная блок-схема разработанной математической модели показана на рисунке 2.1. Модель включает в себя модуль исходных данных и модули расчета по частным инженерным методикам и математическим моделям, которые располагаются на разных уровнях процесса проектирования ЖРД. Методики включают в себя последовательный итерационный расчет геометрических и энергетических параметров ЖРД и его агрегатов, нахождение оптимальных параметров ЖРД по критерию обеспечения высокого УИТ.



Рисунок 2.1 – Структурно-функциональная блок-схема квазистатической модели

Логическая блок-схема программы, приведенная на рисунке 2.2, основана на взаимосвязи между модулями по принципу «каждый с каждым». Поиск оптимальных параметров двигателя, обеспечивающих высокий УИТ двигателя, производится в два этапа.

На первом этапе:

- задаются исходные данные;
- определяются энергетические и геометрические параметры КС;
- производится расчет энергетической увязки двигателя, охлаждения корпуса КС и расчет полных энтальпий топлива;
- определяются энергетические и геометрические параметры агрегатов ТНА и БТНА и их приведенные характеристики.

Результатом работы модели на первом этапе является множество решений, на основе которых программа выбирает наиболее оптимальное, отвечающее требованиям по обеспечению высоких энергетических параметров ЖРД.

На втором этапе, имея полученные геометрические и энергетические параметры агрегатов ТНА и БТНА, определяются параметры двигателя в диапазоне давления в КС, оборотов ротора ТНА и происходит выбор перспективной схемы двигателя.

Конечным результатом работы модели является множество решений по обеспечению высокого УИТ двигателя, которые проверяются на реализуемость. Проверку на реализуемость осуществляет программа путем расчета условия выполнения баланса мощностей агрегатов ТНА и БТНА и обеспечения надежного охлаждения корпуса КС двигателя. Если условие по охлаждению КС не выполняются, то производится расчет параметров схемы двигателя при теоретической температуре рабочего тела турбин ТНАО и ТНАГ (под этим понимается, если подводить дополнительное тепловую энергию к горючему с помощью других источников тепла).

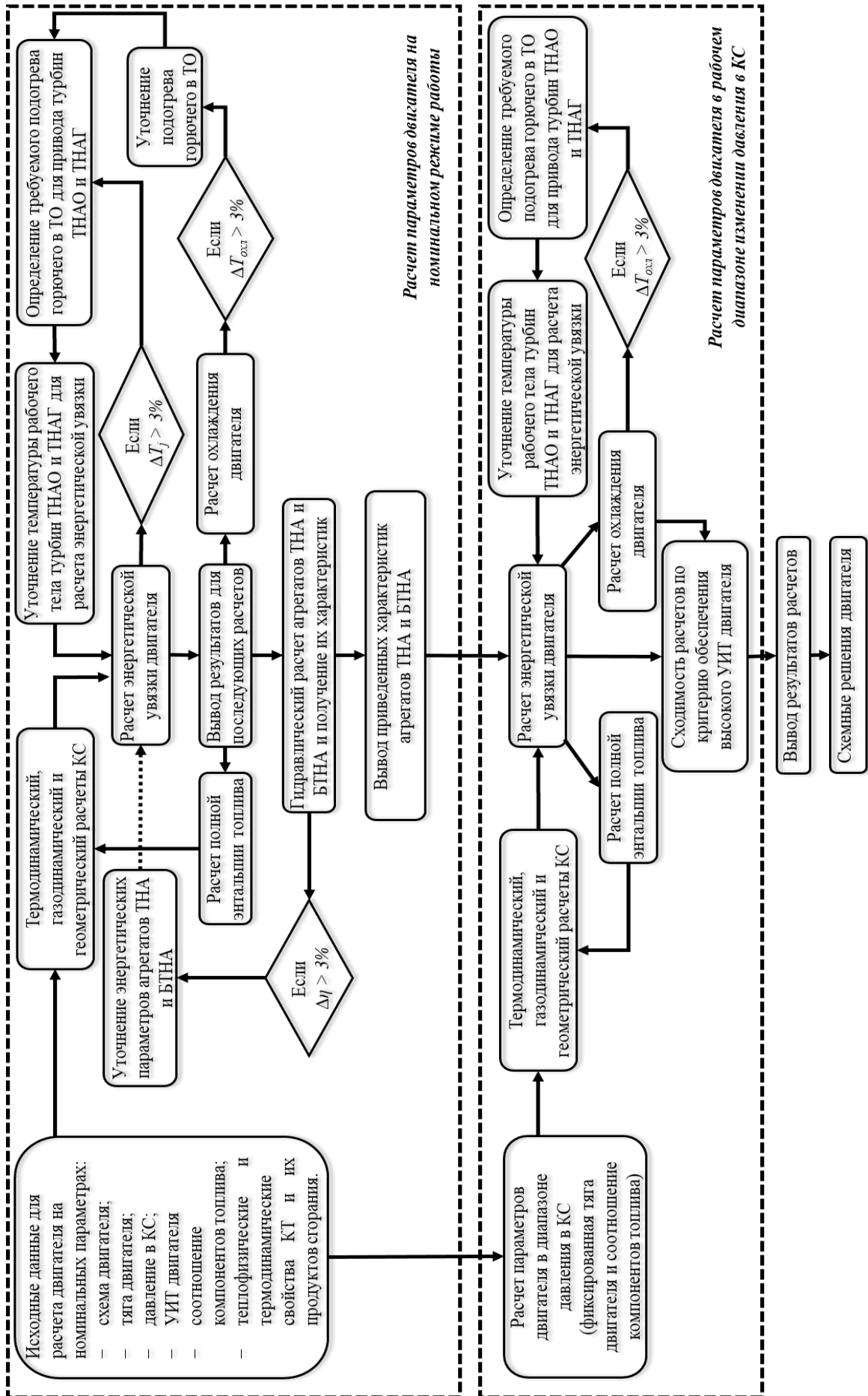


Рисунок 2.2 – Логическая блок-схема программы

2.2 Энергетическая увязка на номинальном режиме работы двигателя

В рассматриваемой схеме двигателя (смотри рисунок 1.4) расход БНО определяется соотношением компонентов в КС с учетом утечек в БНО и НО и суммарным расходом топлива в КС. Суммарный массовый расход топлива, потребляемый двигателем, определяется из соотношения [70, 75]:

$$\dot{m}_{\Sigma} = \frac{P}{I_{уд}}. \quad (2.1)$$

Массовый секундный расход горючего и окислителя на входе в двигатель определяется по соотношению компонентов топлива:

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= \frac{\dot{m}_{\Sigma}}{1 + k_m}, \\ \dot{m}_o &= \frac{\dot{m}_{\Sigma} \cdot k_m}{1 + k_m}, \end{aligned} \quad (2.2)$$

Как видно из рисунка 1.4, привод турбины БТНАО осуществляется жидким кислородом высокого давления, отбираемым с выхода из НО. Расход на привод турбины БТНАО находится исходя из требуемой мощности БНО, а также давлением и плотностью компонента на выходе из НО. Необходимо отметить, что сброс рабочего тела турбины БТНАО происходит на вход в НО, что увеличивает общий расход топлива, перекачиваемого НО.

Аналогично определяется расход по линии горючего. Так как привод турбин ТНАО, ТНАГ и БТНАГ осуществляется газообразным водородом, то расход в БНГ определяется с учетом утечек в соответствующих агрегатах и потребного расхода для привода турбины БТНА. Но необходимо иметь в виду, что зачастую некоторый расход водорода отбирается из элементов ПГС двигателя в баковую систему, например, для нагрева инертного газа – гелия. Поэтому при проектировании системы питания двигателя необходимо заложить некоторую величину утечки (невозвращаемую) водорода в баковую систему, равную от 3 до 5% от общего расхода горючего [23, 72].

В существующих методиках [4, 51, 70, 75, 89, 90, 91, 92] расчета энергетической увязки ЖРД давление на входе в основные насосы, их КПД, а также

КПД турбины, задают исходя из статистических данных или полуэмпирическим путем. Потери давления на преодоление сил трений и местных сопротивлений в элементах ПГС двигателя, следуя рекомендациям в [89, 91], определяются процентным соотношением от давления в КС, а в дальнейшем уточняются по формуле (2.3) при предварительной компоновке двигателя. Данный метод расчета схемы ЖРД применим лишь на ранних этапах проектирования. В дальнейшем необходимо уточнять параметры двигателя и его агрегатов с учетом расчета их проточной части. Гидравлический расчет основных и бустерных турбонасосных агрегатов производится по методикам, приведенных в источниках [13, 17, 19-22, 77, 78, 93-104], в результате которого необходимо получить их геометрические и энергетические параметры и характеристики (напорная, мощностная, кавитационная и КПД характеристика каждого из насосов, а также зависимость $\eta(u/c_{ad})$ бустерных и основных турбин). Далее необходимо заложить полученные характеристики агрегатов в расчет энергетической увязки до определенной сходимости расчетов.

$$\Delta p_{\Sigma} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} + \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}, \quad (2.3)$$

где λ – коэффициент потерь на трения, который зависит от относительной шероховатости и режима течения Re , определяемый скоростью компонента, его кинематической вязкостью и гидравлическим диаметром рассматриваемого объекта в системе питания двигателя; ξ – коэффициент потерь давления на преодоление сил местных сопротивлений.

Необходимо отметить, что определение основных параметров двигателя и его агрегатов на номинальном режиме (объёмный расход компонентов в агрегатах БТНА и ТНА, напор основных и бустерных насосов, температура топлива и т.д.) производится итерационным способом.

Уравнения определения расхода и давления в характерных точках (вход и выход) элементов двигателя и его агрегатов по линиям «О» и «Г» в рассматриваемой схеме двигателя представлены в формулах (2.4, 2.5, 2.6, 2.7).

Давление по линии «Г»:

$$\begin{aligned}
p_{2\text{бнг}} &= \bar{H}_{\text{бнг}} \cdot n_{\text{бнг}}^2 \cdot \rho_{2\text{бнг}} \cdot g + p_{1\text{бнг}}; \\
p_{2\text{нг}} &= \bar{H}_{\text{нг}} \cdot n_{\text{нг}}^2 \cdot \rho_{2\text{нг}} \cdot g + p_{2\text{бнг}} - \Delta p_{\text{бнг-нг}}; \\
p_{1\text{то}} &= p_{2\text{нг}} - \Delta p_{\text{нг-ро}} - \Delta p_{\text{ро}} - \Delta p_{\text{ро-то}}; \\
p_{2\text{то}} &= \frac{p_{1\text{то}}}{\pi_{\text{то}}}; \\
p_{1\text{тг}} &= p_{2\text{то}} - \Delta p_{\text{то-тг}}; \\
p_{2\text{тг}} &= \frac{p_{1\text{тг}}}{\pi_{\text{тг}}}; \\
p_{\text{кс}} &= p_{2\text{тг}} - \Delta p_{\text{тг-кс}}; \\
p_{1\text{бтг}} &= p_{2\text{тг}} - \Delta p_{\text{тг-бтг}}; \\
p_{2\text{бтг}} &= \frac{p_{1\text{бтг}}}{\pi_{\text{бтг}}},
\end{aligned} \tag{2.4}$$

где $p_{2\text{бнг/нг}}$ – давление на выходе из БНГ/НГ, Па; $\bar{H}_{\text{бнг/нг}}$ – приведенный напор БНГ/НГ, равный $\bar{H}_{\text{бнг/нг}} = \frac{H_{\text{бнг/нг}}}{n_{\text{бнг/нг}}^2 \cdot g}$, м·мин²/об²; $n_{\text{нг}}$ – число оборотов ротора БНГ/НГ, об/мин; $\rho_{2\text{бнг/нг}}$ – плотность на выходе из БНГ/НГ кг/м³; $p_{1\text{бнг/нг}}$ – давление на входе в БНГ/НГ, Па; $\Delta p_{\text{бнг-нг}}$ – потери давления от БНГ до НГ, Па; $p_{1\text{то/тг/бтг}}$ – давление на входе в ТО/ТГ/БТГ, Па; $\Delta p_{\text{нг-ро}}$ – потери давления от НГ до РО, Па; $\Delta p_{\text{ро}}$ – потери давления в РО, Па; $\Delta p_{\text{ро-то}}$ – потери давления от РО до ТО, Па; $p_{2\text{то/тг/бтг}}$ – давление на выходе из ТО/ТГ/БТГ, Па; $\pi_{\text{то/тг/бтг}}$ – степень понижения давления на ТО/ТГ/БТГ, Па; $\Delta p_{\text{то-тг}}$ – потери давления от ТО до ТГ, Па; $\Delta p_{\text{тг-кс}}$ – потери давления от ТГ до КС, Па; $p_{\text{тг-бтг}}$ – потери давления от ТГ до БТГ, Па; $p_{\text{кс}}$ – давление в КС, Па.

Расход по линии «Г», кг/с:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{\text{бнг}} &= \dot{m}_{\text{г.кс}} + \dot{m}_{\text{бтг}} + \dot{m}_{\text{у.нг}} + \dot{m}_{\text{у.пр}} - \dot{m}_{\text{у.бнг}}; \\
\dot{m}_{\text{нг}} &= \dot{m}_{\text{бнг}} - \dot{m}_{\text{у.нг}}; \\
\dot{m}_{\text{ро}} &= \dot{m}_{\text{нг}} - \dot{m}_{\text{пгсп1}}; \\
\dot{m}_{\text{то}} &= \dot{m}_{\text{ро}} - \dot{m}_{\text{рег}}; \\
\dot{m}_{\text{тг}} &= \dot{m}_{\text{то}} - \dot{m}_{\text{пгсп2}}; \\
\dot{m}_{\text{г.кс}} &= \dot{m}_{\text{тг}} - \dot{m}_{\text{бтг}} - \dot{m}_{\text{у.бнг}} - \dot{m}_{\text{у.пр}} + \dot{m}_{\text{пгсп1}} + \dot{m}_{\text{рег}},
\end{aligned} \tag{2.5}$$

где $\dot{m}_{\text{нг/бнг}}$ – массовый секундный расход насоса НГ/БНГ; \dot{m}_y – утечка из БНГ/НГ/ТО/ТГ; $\dot{m}_{\text{ро}}$ – массовый секундный расход на входе в РО; $\dot{m}_{\text{рег}}$ – массовый секундный расход на регуляторе тяги; $\dot{m}_{\text{пгсп}}$ – массовый секундный расход, отбираемый в баковую систему; $\dot{m}_{\text{г.кс}}$ – массовый секундный расход горючего в КС; $\dot{m}_{\text{то/тг/бтг}}$ – массовый секундный расход на ТО/ТГ/БТГ

Давление по линии «О»:

$$\begin{aligned} p_{2\text{бно}} &= \bar{H}_{\text{бно}} \cdot n_{\text{бно}}^2 \cdot \rho_{2\text{бно}} \cdot g + p_{1\text{бно}}; \\ p_{1\text{но}} &= p_{2\text{бно}} + \rho_{2\text{бно}} \cdot g \cdot h_{\text{ст}} - \Delta p_{\text{бно-но}}; \\ p_{2\text{но}} &= \bar{H}_{\text{но}} \cdot n_{\text{но}}^2 \cdot \rho_{2\text{но}} + p_{1\text{но}}; \\ p_{\text{кс}} &= p_{2\text{но}} - \Delta p_{2\text{но-кс}}; \\ p_{1\text{бто}} &= p_{2\text{но}} - \Delta p_{2\text{но-бто}}, \end{aligned} \quad (2.6)$$

где $p_{2\text{бно/но}}$ – давление на выходе из БНО/НО, Па; $\bar{H}_{\text{бно}}$ – приведенный напор БНО/НО, равный $\bar{H}_{\text{бно/но}} = \frac{H_{\text{бно/но}}}{n_{\text{бно/но}}^2 \cdot g}$, м·мин²/об²; $n_{\text{но}}$ – число оборотов ротора БНО/НО, об/мин; $\rho_{2\text{бно/но}}$ – плотность на выходе из БНО/НО, кг/м³; $p_{1\text{бно/но}}$ – давление на входе в БНО/НО, Па; $\Delta p_{\text{бно-но}}$ – потери давления от БНО до НО, Па; $\Delta p_{2\text{но-кс}}$ – потери давления от НО до КС, Па; $p_{1\text{бто}}$ – давление на входе в БТО, Па; $\Delta p_{2\text{но-бто}}$ – потери давления от НО до БТО, Па.

Расход по линии «О», кг/с:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{бно}} &= \dot{m}_{\text{о.кс}} + \dot{m}_{y,\text{но}} - \dot{m}_{y,\text{бно}}; \\ \dot{m}_{\text{но}} &= \dot{m}_{\text{бно}} + \dot{m}_{\text{бто}} - \dot{m}_{y,\text{но}}; \\ \dot{m}_{\text{о.кс}} &= \dot{m}_{\text{но}} - \dot{m}_{\text{бто}}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

где $\dot{m}_{\text{но/бно}}$ – массовый секундный расход насоса НО/БНО, \dot{m}_y – утечка из БНО/НО; $\dot{m}_{\text{бто}}$ – массовый секундный расход на БТО; $\dot{m}_{\text{о.кс}}$ – массовый секундный расход окислителя в КС. Напор основных насосов ТНА по линиям «О» и «Г» определяется формулами (2.8 и 2.9) с учетом уравнений (2.4 и 2.6):

$$H_{\text{нг}} = \frac{((p_{\text{кс}} + \Delta p_{\text{тг-кс}}) \cdot \pi_{\text{тг}} + \Delta p_{\text{то-тг}}) \cdot \pi_{\text{то}} + p_{\text{ро-то}} + \Delta p_{\text{ро}} + \Delta p_{\text{нг-ро}} - p_{1\text{нг}}}{\rho_{2\text{бнг}}}; \quad (2.8)$$

$$H_{\text{HO}} = \frac{p_{\text{КС}} + \Delta p_{2\text{HO}-\text{КС}} - p_{1\text{HO}}}{\rho_{2\text{HO}}}. \quad (2.9)$$

С учетом вышеперечисленных уравнений, потребный расход рабочего тела для привода бустерной турбины $\dot{m}_{\text{бТО}}$ БТНАО определяется следующим путем:

$$\dot{m}_{\text{бТО}} = \frac{(\dot{m}_o + \dot{m}_{\text{у.НО}}) \cdot (p_{2\text{бНО}} - p_{1\text{бНО}}) \cdot \rho_{\text{бТО}}}{\rho_{\text{бНО}} \cdot \eta_{\text{бНО}} \cdot (p_{2\text{НО}} - p_{2\text{бНО}}) \cdot \eta_{\text{бТО}}}. \quad (2.10)$$

Для определения потребного давления на выходе из бустерного насоса по линиям «О» и «Г» необходимо совместно решать уравнения по расчету оборотов ротора БТНА и ТНА с учетом обеспечения заданного кавитационного запаса. Угловая скорость ротора ТНА и БТНА определяется по уравнению (1.3). При этом связь между угловой скоростью и основными параметрами насоса устанавливает коэффициент быстроходности насоса:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q_H}}{H_H^{3/4}}. \quad (2.11)$$

где n – обороты вала насоса, *об/мин* Q_H – объёмный расход насоса, $\text{м}^3/\text{с}$; H_H – напор насоса, м .

Учитывая уравнения (2.4, 2.6, 2.8 и 2.9) напор насоса можно определить:

$$H_H = \frac{p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{ВХ}}}{\rho_{\text{ср}}} + \frac{c_{\text{ВЫХ}}^2 + c_{\text{ВХ}}^2}{2}, \quad (2.12)$$

где $c_{\text{вых}}$ и $c_{\text{вх}}$ – скорость компонента топлива на входе и выходе из насоса, принимая на этапе энергетической увязке от 5 до 20 $\text{м}/\text{с}$ на входе и от 15 до 30 $\text{м}/\text{с}$ на выходе. Для насосов ЖРД, перекачиваемых жидкий или критический водород, диапазон значения скоростей обычно принимают более высокий за счет низкой плотности водорода: $c_{\text{вх}} = 15 \dots 30 \text{ м}/\text{с}$ и $c_{\text{вых}} = 40 \dots 60 \text{ м}/\text{с}$. В дальнейшем данные значения уточняют по формуле (2.13) исходя из выбранных диаметров трубопроводов, присоединяемых ко входу и выходу насоса. При этом полученные потери давления, определяемые выражением (2.3), в рассматриваемой сечении трубопровода закладываются вновь в уравнения энергетической увязки двигателя.

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot F, \quad (2.13)$$

где \dot{m} – массовый секундный расход топлива, кг/с; F – площадь проходного сечения рассматриваемого элемента в ПГС двигателя, м².

Далее необходимо определить величины $C_{срв.г}$, $\Delta h_{срв.доп}$ в формуле (1.3), а также оптимальную угловую скорость БТНА и ТНА.

Давление на входе в бустерный шнековый или шнекоцентробежный насос определяется параметрами газовой подушки бака с учетом гидравлического столба жидкости и потерь давлений от выхода бака до входа в насос. Величину давления на входе в шнековый или шнекоцентробежный насос можно определить из следующего условия:

$$(1 + \zeta_{подв}) \cdot \frac{c_{1m}^2}{2} + \lambda_{срв.ш} \cdot \frac{u_{ср.ш}^2 + c_{1m.ш}^2}{2} < \frac{p_{вх} - p_{п}}{\rho} + \frac{c_{1m.ш}^2}{2}, \quad (2.14)$$

где $\zeta_{подв}$ – коэффициент потерь в подводе, $c_{1m.ш}$ – меридиональная скорость на входе в шнек, м/с; $u_{ср.ш}$ – окружная скорость на среднем диаметре шнека, м/с; $\lambda_{срв.ш}$ – коэффициент кавитации шнека, определяемый по формуле (2.16); $p_{вх}$ – давление на входе в насос, Па; $p_{п}$ – давление насыщенных паров перекачиваемого топлива насосам, Па; ρ – плотность топлива на входе в насос, кг/м³.

Величина давления на входе в центробежный насос определяется из уравнения:

$$\lambda_{срв.ц} \cdot \frac{w_{1.ц}^2}{2} + m \cdot \frac{c_{1.ц}^2}{2} < \frac{p_{вх} - p_{п}}{\rho} + \frac{c_{1.ц}^2}{2}, \quad (2.15)$$

где $\lambda_{срв.ц}$ – коэффициент кавитации центробежного колеса, определяемый по формуле (2.17); $w_{1.ц}$ и $c_{1.ц}$ – относительная и абсолютная скорости жидкости при входе на лопатки рабочего колеса, м/с; m – коэффициент неравномерности скоростей. Коэффициенты кавитации шнека и центробежного колеса определяются по формулам (2.16) и (2.17) соответственно.

$$\lambda_{1срв.ш} = 0,115 \cdot \frac{c_{1m}}{u_{ср}} + 0,21 \cdot \sqrt{\delta_{1л.ср}} + \frac{0,11}{\sqrt[6]{L_{ср}}} + 0,0027 \cdot (z_{ш} - 2) - 0,095, \quad (2.16)$$

где $\bar{\delta}_{1л.ср}$ – относительная толщина входных кромок лопастей шнека на среднем диаметре $\bar{\delta}_{1л.ср} = \frac{\delta_{1л.ср}}{D_{ср}}$; $\bar{L}_{ср}$ – относительная длина лопасти шнека на среднем диаметре $\bar{L}_{ср} = \frac{L_{ср}}{D_{ср}}$; $z_{ш}$ – число лопастей шнека.

$$\lambda_{срв.ц} = 0,65 \cdot \left(1 + \frac{5 \cdot \delta_{1ц} \cdot z_{ц}}{D_1} \right) \cdot \frac{\frac{c_{1m.ц}}{u_{1.ц}}}{1 - \frac{c_{1u.ц}}{u_{1.ц}}}, \quad (2.17)$$

где комплекс $\frac{\delta_{1ц} \cdot z_{ц}}{D_1}$ в первом приближении можно принять от 0,1 до 0,2;

$c_{1m.ц}$ – меридиональная скорость при входе на лопатки центробежного колеса, м/с;
 $u_{1.ц}$ – окружная скорость на входе в центробежное колесо, м/с; $c_{1u.ц}$ – окружная составляющая абсолютной скорости потока при входе на лопатки колеса, м/с.

В формулах (2.14 и 2.15) правая часть уравнения является полной располагаемой энергией на входе в насос $\Delta h_{вх}$, тогда в уравнении (1.3) величину $\Delta h_{срв.доп}$ можно раскрыть следующим образом:

$$\Delta h_{срв.доп} = \frac{p_{вх} - p_{п}}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} - \Delta h_{рез} - \Delta h_{т} = \Delta h_{вх} - \Delta h_{рез} - \Delta h_{т}, \quad (2.18)$$

где $\Delta h_{рез}$ – резерв по давлению, учитывающий различие в расчетах и разницу кавитационных свойств отдельных экземпляров насосов, Дж/кг; $\Delta h_{т}$ – величина термодинамической поправки, Дж/кг. Значение $\Delta h_{рез}$ принимают обычно принимают от 10 до 30 Дж/кг, а $\Delta h_{т}$, согласно авторам работ [20, 22] для жидкого кислорода 11,2 Дж/кг и 315 Дж/кг для жидкого водорода.

В формуле (формула расчета частоты) величина $C_{срв.г}$ определяется исходя из уравнения [20]:

$$\frac{C_{срв.г}}{C_{срв.мах}} = e^{-1,5 \cdot \sqrt{\delta_{вх}}}, \quad (2.19)$$

где $C_{срв.мах}$ – максимально возможное значение кавитационного коэффициент быстротходности; $\delta_{вх}$ – объёмное содержание свободного газа на входе в насос, равный отношению объемного расхода газа к объемному расходу жидкости.

Для определения величины $C_{срв_max}$ существуют графические зависимости, приведенные в литературе [20, 21, 22] или их аналитически вид [98, 99, 100]:

- для осевого подвода жидкости

$$C_{срв_max} = 5250 - 4370 \cdot \bar{d}_{1вт}; \quad (2.20)$$

- для радиального подвода жидкости

$$C_{срв_max} = 4900 - 4200 \cdot \bar{d}_{1вт}. \quad (2.21)$$

где $\bar{d}_{1вт}$ – отношение диаметров втулки и шнека.

Величину $\bar{d}_{вт}$ можно определить также графически или из уравнения для нахождения коэффициента эквивалентного диаметра входа в шнек $k_{D1э}$ [90]:

- для осевого подвода жидкости

$$k_{D1э} = 7,8 - 3 \cdot \bar{d}_{1вт}; \quad (2.22)$$

- для радиального подвода жидкости

$$k_{D1э} = 8,3 - 3,15 \cdot \bar{d}_{1вт}. \quad (2.23)$$

Для осевых и шнековых бустерных насосов величину $\bar{d}_{вт}$ задают в пределах от 0,2 до 0,4, чему соответствуют $k_{D1э} = 6,6 \dots 7,5$ [98, 99, 101, 102]. Данные значения $\bar{d}_{вт}$ обеспечивают высокие антикавитационные качества бустерного насоса [101, 102].

Для основных насосов величину $k_{D1э}$ авторы работ [20, 100] рекомендуют определять по опытным зависимостям, в которых учитывается величина n_s :

- при $70 < n_s < 110$:

$$k_{D1э} = 9,8 - 0,04 \cdot n_s; \quad (2.24)$$

- при $30 < n_s < 70$:

$$k_{D1э} = 8,6 - 0,04 \cdot n_s. \quad (2.25)$$

Меньшие значения $k_{D1э} < 6,6$ основного насоса ведут к росту потребного напора бустерного насоса и его массы, но с другой стороны, при $k_{D1э} < 4,5$ возрастает КПД основного насоса из-за снижения гидравлических и расходных потерь.

Задавшись диапазоном значений $\bar{d}_{1вт}$ и $p_{вых.б}$ и имея в виду, что давление на входе в основной насос равно давлению на выходе из бустерного насоса за вычетом

потерь (а в случае расположения бустерного насоса в баке, то необходимо учесть гидравлический столб жидкости), то можно определить минимальное давление на входе в насос, решая уравнения (2.16 и 2.17). При этом необходимо выбрать минимальное полное давление на входе в основной насос (т.е. минимальное давление на выходе из бустерного насоса), при котором обеспечивается бескавитационная работа насоса, согласно уравнениям (2.14 и 2.15).

Зная значения $k_{D_{1э}}$ можно вычислить $k_{D_{ш}}$ для определения скоростей $u_{ср}$ и c_{1m} :

$$k_{D_{ш}} = \frac{k_{D_{1э}}}{\sqrt{1 - \bar{d}_{вТ}^2}} \quad (2.26)$$

Диаметр втулки, наружный и средний диаметры шнека:

$$D_{ш} = 0,47 \cdot k_{D_{ш}} \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}};$$

$$d_{вТ} = D_{ш} \cdot \bar{d}_{1вТ};$$

$$D_{ср.ш} = 0,5 \cdot (D_{ш} + d_{вТ}),$$
(2.27)

Диаметр входа в центробежное колесо определяется через коэффициент диаметра входа в колесо k_{D_0} :

$$k_{D_0} = \frac{(0,7 \dots 1) \cdot k_{D_{1э}}}{\sqrt{1 - \bar{d}_{вТ}^2}};$$

$$D_0 = 0,47 \cdot k_{D_0} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}.$$
(2.28)

Средний диаметр входных кромок лопаток центробежного колеса выбирается исходя из найденного диаметра входа в колесо: $D_{1ср.ц} = (0,85 \dots 0,95) \cdot D_0$.

Ширина колеса на входе:

$$b_1 = \frac{D_0^2 - d_{вТ}^2}{4 \cdot (0,6 \dots 0,85) \cdot D_1} \quad (2.29)$$

С учетом формулы (27) определяются скорости на входе в шнек и в центробежное колесо:

$$\begin{aligned}
u_{\text{ср.ш}} &= \frac{\pi \cdot D_{\text{ср.ш}} \cdot n}{60}; \\
c_{1\text{м.ш}} &= \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{\text{ш}}^2 \cdot (1 - \bar{d}_{\text{вТ}}^2)}; \\
u_{1.ц} &= \frac{\pi \cdot D_{1\text{ср.ц}} \cdot n}{60}; \\
c_{1\text{м.ц}} &= \frac{Q}{\pi \cdot b_1 \cdot D_{1\text{ср.ц}}};
\end{aligned} \tag{2.30}$$

$$w_{1.ц} = \sqrt{(u_{1.ц} - c_{1\text{у.ц}})^2 + c_{1\text{м.ц}}^2};$$

$$c_{1.ц} = \sqrt{c_{1\text{м.ц}}^2 + c_{1\text{у.ц}}^2};$$

$$c_{1\text{у.ц}} = c_{2\text{у.ср.ш}} \cdot \frac{D_{\text{ср.ш}}}{D_{1\text{ср.ц}}}.$$

Величину окружной составляющей абсолютной скорости потока при входе на лопатки центробежного колеса $c_{1\text{у.ц}}$ на этапе энергетической увязки двигателя можно задать исходя из рекомендаций по оптимальной величине коэффициента закрутки потока на входе [22]:

$$\varphi_{1.ц} = \frac{c_{1\text{у.ц}}}{u_{1.ц}} = 0,3 \dots 0,45. \tag{2.31}$$

В формуле (2.16) толщину лопастей шнека на входе и количество лопастей можно задать: $\delta_{1\text{л.ср}} = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м $z_{\text{ш}} = 2 \dots 4$. Длина лопасти шнека на среднем диаметре в формуле (2.16) определяется по формуле:

$$L_{\text{ср}} = \frac{l_{\text{ос.ср}}}{\sin \beta_{\text{л.ср}}}, \tag{2.32}$$

где $l_{\text{ос.ср}}$ – осевая длина шнека на среднем диаметре, определяемая по формуле (2.34), м; $\beta_{\text{л.ср}}$ – угол установки лопаток на входе в шнек на среднем диаметре, определяемый по формуле (2.33), угл. град.

$$\beta_{\text{л.ср}} = \arctg \left(\frac{c_{1\text{м.ш}}}{u_{\text{ср.ш}}} \right) + i_{\text{ш}}, \tag{2.33}$$

где $i_{\text{ш}}$ – угол атаки на входе в шнек, принимаемый от 5° до 15° [20, 21, 22, 101, 102].

$$l_{oc.cp} = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot \tau_{cp}}{z_{ш}} \cdot \sin \left(\arctg \frac{S}{\pi \cdot D_{cp}} \right), \quad (2.34)$$

где τ_{cp} – густота шнека, задаваемая по рекомендациям: $\tau_{cp} > 2,5 \dots 3 \cdot \frac{z_{ш}}{\pi}$;
 S – шаг шнека на среднем диаметре, определяемый по формуле (2.35), м.

$$S = \pi \cdot D_{cp} \cdot \sin \beta_{л.ср}. \quad (2.35)$$

Параллельно с расчетом потребного напора насосов БТНА (а также с определением их основных параметров) и поиском оптимальной частоты вращения ТНА и БТНА, определяются мощность и КПД насосов и турбин

Мощность основных и бустерных насосов определяется из уравнения:

$$N_H = \frac{\dot{m}_H \cdot (p_{2H} - p_{1H})}{\rho_{cp} \cdot \eta_H}. \quad (2.36)$$

Мощность гидравлической турбины (БТО):

$$N_T = \frac{\dot{m}_T \cdot (p_{2T} - p_{1T})}{\rho_{cp}} \cdot \eta_T. \quad (2.37)$$

Мощность газовой турбины (БТНАГ, ТНАГ и ТНАО):

$$N_T = \dot{m}_T \cdot \eta_T \cdot L_{ад}, \quad (2.38)$$

где $L_{ад}$ – адиабатная работа турбины, определяемая по формуле (2.39), Дж/кг.
 При этом параметры рабочего тела определяются по средней температуре и давлению на турбине, а также с учетом сжимаемости газа [95, 96, 97, 103].

$$L_{ад} = z_{cp} \cdot \frac{k_{cp}}{k_{cp} - 1} \cdot R_{г} \cdot T_{вх.т} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{p_{вх.т}^*}{p_{вых.т}}} \right)^{\frac{k_{cp}-1}{k_{cp}}} \right]. \quad (2.39)$$

В качестве первого приближения полный КПД насоса можно определить по формуле (2.40) Риппа [78], зависимости ЦНИИмаш, а также по формулам и графическим зависимостям, приведенных в литературе [20, 21, 22, 77, 90, 100] (при этом можно взять среднее значение по полученным результатам расчетов). Данные формулы расчета КПД насоса рекомендованы для проектирования насосов космической, авиационной и общепромышленной отраслях.

Формула (2.40) Риппа применима для насосов с $n_s < 100$ и учитывает влияние не только масштабного фактора, но и коэффициент быстроходности n_s :

$$\eta_n = 1 - (1 - 0,265 \cdot \sqrt[4]{n_s}) \cdot \left(\frac{150}{4 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}} \right)^{0,2}. \quad (2.40)$$

Зависимость ЦНИИмаш была получена в результате большой наработки по насосам для ЖРД и других отраслей промышленности:

$$\eta_n = 0,535 + 0,1616 \log \left(\frac{Q}{n} \cdot 10^7 \right) - 0,0306 \cdot \left[\log \left(\frac{Q}{n} \cdot 10^7 \right) \right]^2. \quad (2.41)$$

Авторы работ [20, 100] рекомендуют использовать зависимость (2.42) для расчета КПД шнекоцентробежных высокооборотных насосов ЖРД, которая дает неплохую сходимость с экспериментальными данными:

$$\eta_n = \frac{0,82 - 0,005 \cdot \sqrt{n_s}}{1 + \frac{500}{n_s^2}}. \quad (2.42)$$

КПД шнекоцентробежных основных и бустерных насосов при $K_{D1Э} \leq 4$ в литературе [90] можно оценить по формуле:

$$\eta_n = \frac{0,9 - 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot K_{D1Э} \cdot \sqrt{n_s}}{1 + \frac{600}{n_s^2}}. \quad (2.43)$$

Экономичность бустерных шнековых насосов (при $n_s < 250$) и осевых насосов (при $n_s > 250$) предварительно определяют по следующей зависимости [90, 98, 99]:

$$\eta_{бн} = \frac{1 - \gamma \cdot \sqrt{n_s}}{1 + \frac{3100}{n_s^2}}, \quad (2.44)$$

где γ – эмпирический коэффициент, равный для осевых насосов 0,013 и для шнековых насосов 0,018.

КПД гидравлической турбины авторы работ [90, 99] рекомендуют находить по формуле (2.48) в случае оптимальной степени парциальности и оптимальному

отношению скоростей $\bar{u}_{\text{опт}} = \left(\frac{u}{c_{\text{ад}}} \right)_{\text{опт}}$ одновальной многоступенчатой турбины.

При $\bar{u} \leq 1,2 \cdot \bar{u}_{\text{опт}}$ КПД гидравлической турбины определяется по формуле (2.45).

$$\eta_T = 0,18 \cdot k_N^{0,15} \cdot z^{\frac{0,47}{\sqrt[5]{k_N}}}, \quad (2.45)$$

где k_N – мощностной коэффициент, определяемый по формуле (); z – число ступеней турбины.

$$k_N = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot N_T \cdot \omega^2}{\rho_{\text{ср}} \cdot c_T^5};$$

$$c_T = \sqrt{2 \cdot L_T}, \quad (2.46)$$

где L_T – теоретическая работа гидротурбины, определяемая по формуле (2.47), Дж/кг; c_T – теоретическая скорость гидротурбины, м/с.

$$L_T = \frac{(p_{2T} - p_{1T})}{\rho_{\text{ср}}}. \quad (2.47)$$

Для турбины турбошнека и при $\bar{u} \leq 1,2 \cdot \bar{u}_{\text{опт}}$:

$$\eta_T = 3 \cdot \bar{u} - 12,5 \cdot k_N^{-0,15} \cdot \bar{u}^2, \quad (2.48)$$

где $\bar{u} = \frac{u}{c_{\text{ад}}}$. Оптимальное отношение скоростей в первом приближении можно оценить по формуле (2.49) или графическим путем в источниках [20, 93, 94, 95, 96, 97]. В рассматриваемой схеме безгазогенераторного двигателя для привода БНО используется осевая активная одноступенчатая гидравлическая турбина. Поэтому при расчете КПД гидротурбины необходимо воспользоваться зависимостью (2.48).

$$\bar{u}_{\text{опт}} = 0,12 \cdot k_N^{0,15}. \quad (2.49)$$

Окружная скорость турбины определяется наружным выходным диаметром шнека $D_{2\text{ш}}$ бустерного насоса:

$$u_{\text{бт}} = \frac{\omega_{\text{бтна}}}{2 \cdot D_{2\text{ш}}}. \quad (2.50)$$

Диаметр шнека $D_{2\text{ш}}$ находится через коэффициент диаметр шнека на выходе $K_{D_{2\text{ш}}}$:

$$D_{2\text{ш}} = 0,47 \cdot K_{D_{2\text{ш}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_{\text{бн}}}{\omega_{\text{бтна}}}}. \quad (2.51)$$

Для определения коэффициента диаметра шнека можно воспользоваться эмпирическими зависимостями, приведенные в работе [20, 90, 98, 99, 101, 102]. Для осевых шнековых насосов при $n_s > 500$:

$$K_{D2ш} = 54 \cdot n_s^{-0,37}. \quad (2.52)$$

Для диагональных шнековых насосов $n_s < 500$:

$$K_{D2ш} = 197 \cdot n_s^{-0,6}. \quad (2.53)$$

Для оценки потерь в насосе, связанные с утечками жидкости в полостях агрегата можно воспользоваться формулами расчета объёмного КПД, в литературе [104] для $n_s = 30 \dots 140$:

$$\eta_{o.n} = \frac{1}{1 + \frac{1,2}{n_s^{2/3}}}, \quad (2.54)$$

или по формуле Ломакина А.А. [77]:

$$\frac{1}{\eta_{o.n}} = 1 + 0,68 \cdot n_s^{-2/3}. \quad (2.55)$$

Таким образом можно учесть расход утечек в насосах БТНА и ТНА в формулах (определение расходов по линиям).

При расчете параметров насосов необходимо учитывать изменение теплофизических и термодинамических свойств топлива по температуре и давлению. Температура на входе в основные насосы задается исходя из параметров баковой системой [23, 24, 25, 69, 72]. В случае наличия бустерных ТНА в системе питания ЖРД, температура топлива на входе в основные насосы определяется с учетом подогрева топлива в бустерных насосах. Подогрев топлива в БНА определяется также как и на для основных насосов по формуле (2.57). Для гидравлического привода бустерной турбины ТНА, осуществляемого за счет отбора топлива от выхода из основного насоса ТНА, необходимо учесть среднемассовую температуру потока на входе в основной насос. Среднемассовая температура определяется температурой на выходе из бустерного и основного насосов [105]:

$$\dot{m}_{\text{бт}} \cdot \int_{T_{2\text{н}}}^{T_x} C_p dT + \dot{m}_{\text{бн}} \cdot \int_{T_{2\text{бн}}}^{T_x} C_p dT = \frac{\dot{m}_{\text{бт}} \cdot i_{\text{бт}} + \dot{m}_{\text{бн}} \cdot i_{\text{бн}}}{2}, \quad (2.56)$$

где $\dot{m}_{\text{бт}}$ – массовый секундный расход топлива на привод гидравлической бустерной турбины БТНА, кг/с; $T_{2\text{н}}$ – температура топлива на выходе из основного насоса ТНА, К; T_x – искомая температура на входе в основной насос, К; $\dot{m}_{\text{бн}}$ – массовый секундный расход топлива на бустерном насосе БТНА, кг/с; $T_{2\text{бн}}$ – температура топлива на выходе из бустерного насоса БТНА, К; $i_{\text{бт}}$ – энтальпия топлива на выходе из гидравлической бустерной турбины БТНА, Дж/кг; $i_{\text{бн}}$ – энтальпия топлива на выходе из бустерного насоса БТНА, Дж/кг.

Температура на выходе из насоса зависит в большей степени от КПД насоса и, согласно авторам работы [106], определяется по следующей формуле:

$$T_{\text{вых.н}} = \frac{1}{\alpha_{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{н}}} \cdot \left[\left(\exp \frac{\alpha_{\text{ср}} \cdot H_{\text{н}}}{C_{p,\text{ср}}} \right) \cdot (1 - \eta_{\text{н}} + \alpha_{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{н}} \cdot T_{\text{вых.н}}) + \eta_{\text{н}} - 1 \right], \quad (2.57)$$

где $\alpha_{\text{ср}}$ – средний коэффициент термического расширения топлива, 1/К; $\eta_{\text{н}}$ – полный КПД насоса; $C_{p,\text{ср}}$ – средняя теплоемкость топлива, перекачиваемого насосом, Дж/кг·К; $H_{\text{н}}$ – напор насоса, Дж/кг.

По полученной величине подогрева топлива в насосах БНО и НО уточняется их мощность и потребный расход рабочего тела для привода турбины БТНАО, питающей бустерный насос окислителя по формуле (2.10). Стоит отметить, что определение расхода на турбине БТНАО необходимо производить итерационно, решая совместно уравнения (2.56) и (2.57), так как в формулы (2.9), (2.10), (2.36) и (2.37) принимается средняя плотность рабочего тела.

После определения энергетического баланса БТНАО, необходимо согласовать параметры основного насоса окислителя с параметрами турбины ТНАО, работающей в свою очередь на подогретом горючем в рубашке охлаждения. Так как мощность насоса ТНАО для заданного давления в КС определена, то для вычисления мощности турбины ТНАО необходимо найти потребный расход рабочего тела из уравнений (2.36) и (2.38). При этом параллельно определяются параметры бустерной турбины БТНАГ, работающей также на газообразном водороде, но с учетом потерь энергии в турбинах ТНАО и ТНАГ.

В первом приближении для расчета энергетической увязки двигателя температурой подогрева водорода на выходе из ТО необходимо задаться в некотором диапазоне (250...350 K). Данную температуру в дальнейшем уточняют по результатам теплового расчета КС, методика которого приведена в работах [13, 14, 81, 107, 108]. Давление на входе $p_{\text{вх.т}}^*$ в турбину БТНАГ можно оценить по давлению в КС с учетом потерь:

$$p_{\text{вх.т}}^* = p_{\text{КС}} + \Delta p_{\text{КС-бТНАГ}} \quad (2.58)$$

Давление на выходе из турбины БТНАГ определяется условиями баковой системы (в случае, если отработанный газ после турбины направляется на наддув бака) или атмосферой (если отработанный газ после турбины дренируется за борт). Обозначив отношение давлений $\frac{p_{\text{вх.т}}^*}{p_{\text{вых.т}}} = \pi_{\text{бТГ}}$ и имея в виду, что $N_{\text{бНГ}} = N_{\text{бТГ}}$, а также $T_{\text{вх.т}} = T_{i,\text{по}}$ (i -ая температура водорода на выходе из ТО), можно определить массовый секундный расход рабочего тела, необходимый для привода турбины БТНАГ из уравнений (2.38, 2.39):

$$\dot{m}_{\text{бТГ}} = \frac{N_{\text{бНГ}}}{z_{\text{ср}} \cdot \frac{k_{\text{ср}}}{k_{\text{ср}} - 1} T_{i,\text{по}} \cdot R_{\text{г}} \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{бТГ}}} \right)^{\frac{k_{\text{ср}} - 1}{k_{\text{ср}}}} \right]} \quad (2.59)$$

КПД бустерной турбины БТНАГ в формуле (2.59) определяется из соотношения [90]:

$$\eta_{\text{т}} = a \cdot \bar{u} - b \cdot \frac{\bar{u}^2}{\eta_{\text{тmax}}} \quad (2.60)$$

где a , b – эмпирические константы, значение которых приведено в таблице 2.1; $\eta_{\text{тmax}}$ – максимальное значение КПД турбины, соответствующее оптимальному отношению скоростей $\bar{u}_{\text{опт}}$. Значение $\eta_{\text{тmax}}$ определяется по формуле:

$$\eta_{\text{тmax}} = c - 0,015 \cdot (\lambda_{\text{сад}} - 0,8)^2 \cdot K_N^\alpha \quad (2.61)$$

где c , a – эмпирические константы, значение которых приведено в таблице 2.1; $\lambda_{\text{сад}}$ – приведенная адиабатная скорость, определяемая по формуле (2.62); K_N – мощностной коэффициент, определяемый по формуле 2.63.

$$\lambda_{c_{ад}} = \sqrt{\frac{k_{ср} + 1}{k_{ср} - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{бтг}} \right)^{\frac{k_{ср}-1}{k_{ср}}} \right]}. \quad (2.62)$$

$$K_N = 2,1 \cdot 10^5 \cdot N_{бнг} \cdot \frac{\omega_{бтна}^2}{\rho_{1ад} \cdot c_{ад}^5}, \quad (2.63)$$

где $\rho_{1ад}$ – плотность газа на входе в рабочее колесо турбины при адиабатном процессе, определяемая по формуле 2.64, $кг/м^3$; $c_{ад}$ – адиабатная скорость, определяемая по формуле (2.65), $м/с$.

$$\rho_{1ад} = \frac{p_{вх.т}^*}{z_{ср} \cdot R_{г} \cdot T_{i.по}} \left(1 - \frac{k_{ср} - 1}{k_{ср}} \cdot \frac{L_{ад}}{z_{ср} \cdot R_{г} \cdot T_{i.по}} \right)^{\frac{1}{k_{ср}-1}}. \quad (2.64)$$

$$c_{ад} = \sqrt{2 \cdot L_{ад}}. \quad (2.65)$$

Оптимальное отношение скоростей определяется по формуле:

$$\bar{u}_{опт} = p \cdot \eta_{тmax}, \quad (2.66)$$

где p – эмпирическая константа, значение которой приведено в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Эмпирические константы для расчета КПД турбины

Коэффициент	Одноступенчатая турбина	Двухступенчатая турбина со ступенями скорости
a	3,45	5,7
b	2,97	8,15
c	0,24	0,25
p	0,58	0,35
α	$0,2 \cdot k_N^{-0,05}$	$0,22 \cdot k_N^{-0,09}$

Окружная скорость турбины на среднем диаметре турбины:

$$u_{ср.т} = 0,5 \cdot \omega \cdot D_{ср.т}, \quad (2.67)$$

где $D_{ср.т}$ – средний диаметр турбины, $м$. Средний диаметр турбины определяется в результате расчета проточной части турбины. В первом приближении можно принять: $D_{ср.т} = (1,5 \dots 2) \cdot D_{н}$ (наружный диаметр насоса). Для БТНА со шнековыми насосами $D_{н} = D_{2ш}$, а для со шнекоцентробежным или центробежным насосом $D_{н} = D_{2к}$ (наружный диаметр колеса насоса).

Наружный диаметр $D_{2к}$ центробежного колеса можно оценить по коэффициенту диаметра на выходе k_{D2} при $n_s < 100$ [78]:

$$k_{D2} = 9,58 \cdot \left(\frac{n_s}{100}\right)^{-0,5},$$

$$D_{2к} = 1,1 \cdot k_{D2} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}. \quad (2.68)$$

Также, авторы работы [90] рекомендуют определять выходной диаметр колеса по формуле:

$$D_{2к} = 2,6 \cdot \frac{\sqrt{H_H}}{\omega_H} \quad (2.69)$$

Необходимо отметить, что при выборе среднего диаметра турбины отношение скоростей \bar{u} не должно превышать оптимального значения $\bar{u}_{\text{опт}}$. Также, при определении оптимальной угловой скорости ТНА и БТНА необходимо иметь в виду обеспечение работоспособности подшипников. Окружная скорость вала под подшипником не должна превышать допустимого значения:

$$u_B = 0,5 \cdot \omega \cdot d_B \leq 100 \dots 110 \text{ м/с}, \quad (2.70)$$

где d_B – диаметр вала, м. Для водородных ТНА окружная скорость вала u_B может достигать до 130 м/с.

Диаметр вала определяется по формуле:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot N}{\omega_H \cdot \tau_{\text{доп}}}}, \quad (2.71)$$

где N – мощность турбины или насоса ТНА или БТНА, Вт; $\tau_{\text{доп}}$ – допустимое напряжение на кручение, H/m^2 .

Тогда окружная скорость вала:

$$u_B = 0,86 \cdot \omega^{\frac{2}{3}} \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{\tau_{\text{доп}}}}. \quad (2.72)$$

Значение окружной скорости u_B , полученное по формуле (2.72), должно удовлетворять условию (2.70).

В кислородно-водородных безгазогенераторных ЖРД с отдельными ТНА турбина ТНАО выполняется низкоперепадной в отличие от ТНАГ. Это объясняется меньшей потребляемой мощностью насоса окислителя, более низкими оборотами ротора и эффективной работоспособностью газообразного водорода, служащего рабочим телом турбины. При этом степень понижения давления на турбине ТНАО выбирается в пределах $\pi_{\text{ТО}} = 1,1 \dots 1,2$. Тогда массовый секундный расход, необходимый для привода турбины ТНАО будет определяться также по уравнению (2.59) при следующих параметрах: мощность НО, степень понижения давления турбины ТНАО и параметры горючего после ТО.

КПД газовой турбины ТНАО и ТНАГ определяется по формуле:

$$\eta_{\text{T}} = \left[0,16 - 0,01 \cdot (\lambda_{\text{с ад}} - 0,8)^2 \right] \cdot n_{\text{с Т}}^{\frac{0,62}{n_{\text{с Т}}^{0,13}}}, \quad (2.73)$$

где $n_{\text{с Т}}$ – коэффициент быстроходности турбины (ступени турбины).

Коэффициент быстроходности турбины рассчитывается по формуле:

$$n_{\text{с Т}} = 193,3 \cdot \omega \cdot z_{\text{с Т}}^{\frac{3}{4}} \cdot \frac{\sqrt{\frac{\dot{m}_{\text{T}}}{\rho_{1\text{ад.Т}}}}}{L_{\text{ад}}^{\frac{3}{4}}}, \quad (2.74)$$

где $z_{\text{с Т}}$ – число ступеней турбины. В формуле (2.74) $\rho_{1\text{ад.Т}}$ определяется с учетом количества числа ступеней:

$$\rho_{1\text{ад}} = \frac{p_{\text{вх.Т}}^*}{z_{\text{ср}} \cdot R_{\text{Г}} \cdot T_{i,\text{по}}} \left(1 - \frac{k_{\text{ср}} - 1}{k_{\text{ср}}} \cdot \frac{L_{\text{ад}}}{z_{\text{ср}} \cdot R_{\text{Г}} \cdot T_{i,\text{по}} \cdot z_{\text{с Т}}} \right)^{\frac{1}{k_{\text{ср}} - 1}}. \quad (2.75)$$

Необходимо отметить, что уравнения (2.74) и (2.59) решаются совместно методом последовательного приближения.

Далее производится энергетическая увязка параметров насоса и турбины ТНАГ. Необходимо иметь в виду, что температура на входе в турбину ТНАГ определяется температурой подогрева водорода в ТО с учетом потерь энергии в турбине ТНАО. Температуру на выходе из газовой турбины можно оценить по формуле [95, 96]:

$$T_{2т} = T_{1т} - \frac{L_{ад} \cdot \eta_{т}}{C_{p_{ср}} \cdot z_{ср}}. \quad (2.76)$$

Стоит отметить, что расчет параметров турбины ведется по средним величинам теплофизических свойств рабочего тела, определяемые входом и выходом из турбины.

Тогда температура на входе в турбину ТНАГ: $T_{1тнаг} = T_{2тнао}$. Давление на входе в турбину определяется на формуле (2.4). Расход рабочего тела в первом приближении можно принять равным расходу на турбине ТНАО. Степень понижения давления $\pi_{тг}$ определяется численным методом Ньютона-Рафсона или графическим путем пересечения кривых мощностей насоса и турбины ТНАГ согласно уравнениям (2.36) и (2.38). Вычисляется также температура рабочего тела на выходе из турбины $T_{2тг}$ и уточняются его свойства по средней величине.

Далее необходимо сравнить получаемую мощность турбины с мощностью насоса ТНАГ (избыточная или недостаточная для потребной мощности насоса), а также потребный расход рабочего тела по формуле (2.59) с текущим (который поступает после турбины ТНАО). Баланс по расходу и мощности турбины с мощностью насоса ТНАГ достигается, решая совместно уравнения по энергетическому балансу агрегатов ТНАО. Если расход рабочего тела на турбине ТНАГ оказывается избыточным, то необходимо сбросить его часть в байпасную линию между ТНАО и ТНАГ (смотри рисунок 1.4). Если мощность турбины оказывается недостаточной, то энергетический баланс достигается при большей степени понижения давления на турбине ТНАГ или температуре подогрева горючего в ГО. При этом необходимо иметь в виду, что при подборе потребного расхода рабочего тела для турбины ТНАГ меняются также параметры турбины ТНАО и степень понижения давления $\pi_{то}$ определяется заново.

После достижения энергетического баланса агрегатов ТНАГ уточняются параметры турбины БТНАГ и потребный расход для ее привода согласно формуле (2.59). Найденный расход БТГ подставляется в уравнение (2.5) и расчет энергетической увязки двигателя уточняется до сходимости в 1...3%. Далее необходимо провести гидравлический расчет агрегатов ТНА и БТНА согласно

методикам, изложенным в литературе [13, 17, 19-22, 77, 78, 93-104]. Полученный полный КПД насосов и турбин в результате расчета их проточной части закладывается в энергетическую увязку двигателя и расчет повторяется до заданной сходимости (сходимость по КПД равна от 0,1 до 0,5% в относительной погрешности). После необходимо получить расчетные приведенные напорные, кавитационные и КПД характеристики основных и бустерных насосов, а также зависимость КПД основной и бустерной турбин от числа Парсонса [93-97].

2.2.1 Влияние теплового состояния камеры на энергетические параметры двигателя

Расчет охлаждения корпуса КС непосредственно связан с энергетическим балансом двигателя. При проектировании проточной части межрубашечного пространства КС необходимо учитывать потери давления в рубашке охлаждения, влияющие на напор насоса.

Для ЖРД, выполненных по безгазогенераторной схеме расчет теплового состояния КС двигателя является ключевым звеном в энергетическом балансе схемы двигателя. В связи с тем, что в двигателях таких схем привод турбины осуществляется подогретым горючем в рубашке охлаждения, то максимальная мощность турбины возможна при максимальной интенсификации теплообмена в тракте охлаждения корпуса камеры КС [4, 5, 52, 108, 110]. Поэтому для безгазогенераторных ЖРД температура на входе в турбину основного ТНА определяется как сумма температуры на входе в рубашку охлаждения и подогрева охладителя в рубашке охлаждения. При этом формула мощности турбины основного ТНА, согласно уравнениям (2.38, 3.39) приобретает следующий вид:

$$N_T = z_{cp} \cdot \frac{k_{cp}}{k_{cp} - 1} \cdot \dot{m}_r \cdot R_r \cdot \left(T_{\text{вых.н}} + \frac{\sum q_{i,\Gamma}^{cp} \cdot \sum \Delta S_i}{\dot{m}_{\text{охл}} \cdot c_{p,\text{охл}}^{cp}} \right) \cdot \eta_T \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{p_{\text{вых.ро}} - \Delta p_{\text{ро-т}}}{p_{\text{вых.т}}}} \right)^{\frac{k_{cp}-1}{k_{cp}}} \right], \quad (2.77)$$

где $T_{\text{вых.н}}$ – температура компонента на выходе из НО, К; $\sum q_{i,\Gamma}^{cp}$ – сумма средних плотностей теплового потока со стороны газа в i -ых сечении КС, Вт/м²; $\sum \Delta S_i$ – суммарная площадь поверхности i -ых участков КС, м²;

$C_{p,охл}^{ср}$ – среднеинтегральная удельная теплоемкость охладителя по длине тракта охлаждения КС, Дж/кг·К; $p_{вых,ро}$ – давление охладителя на выходе из РО, Па; $\Delta p_{ро-т}$ – потери давления от РО до входа в турбину, Па.

Расчет величин $\Sigma q_{i,г}^{ср}$ и $\Sigma \Delta S_i$ производится по методикам, изложенных в работах [13, 14, 81, 52, 107, 108, 109]. В качестве исходных данных задаются параметры рабочего тела на входе в ТО, получаемые в результате энергетической увязки двигателя: давление, температура и массовый секундный расход. Геометрические и термодинамические параметры двигателя известны исходя из заданных величин тяги двигателя, соотношения компонентов топлива, давления в КС и УИТ двигателя. Основными задачами расчета охлаждения безгазогенераторного ЖРД является получение максимального подогрева хладагента при минимальных гидравлических потерях в тракте и обеспечение надежного теплосъема с конструкции КС.

Существуют способы решения данной задачи, имеющие достоинства и недостатки [4, 52, 107, 108, 110]. Увеличение количества тепла, передаваемого хладагенту в ТО, позволяет в значительной мере повысить энергетические параметры двигателя. Это возможно за счет оптимизации конструкции ТО и дополнительных мер по интенсификации теплообмена:

- удлинение цилиндрической части КС;
- варьирование геометрических параметров ребер и стенок;
- изменение густоты ребер;
- использование винтовых каналов;
- применение дополнительных ребер со стороны огневой стенки КС для увеличения площади теплообмена.

В таблице 2.2 приведены значения подогрева топлива и потерь давления в ТО для различных конструкторских решений по эффективному теплосъему с КС. Данные, представленные в таблице были получены на основе результатов, представленных в работах [52, 108, 110] при давлении в КС 8 МПа. Необходимо отметить, что рост гидравлических потерь (потери на трение и преодоление сил

местных сопротивлений) в ТО наблюдается не только за счет изменения геометрических параметров системы охлаждения двигателя, но из-за уменьшения плотности горючего за счет его нагрева. Поэтому при расчете энергетической увязки безгазогенераторного двигателя необходимо учитывать не только тепловое состояние КС, но и потери давления, связанные с интенсификацией тепла в ТО.

Таблица 2.2 – Основные результаты расчетов охлаждения двигателя для различных конструктивных решений ТО

	Перепад давления в ТО $\Delta p_{\text{ТО}}, \text{МПа}$	Подогрев хладагента в ТО $\Delta T_{\text{ТО}}, \text{К}$
При стандартном числе ребер в характерных сечениях сечения профиля камеры [108]	2,07	209,2
С увеличенным числом ребер на 10	2,81	211,9
С увеличенным числом ребер на 30	4,58	213,8
С увеличенным числом ребер на 30 и удлиненной цилиндрической частью КС на 200 мм	6,69	266,7
При стандартном числе ребер (без удлинения цилиндрической части КС) и с применением газовых ребер на огневой стенке КС	3,89	349,9

Данные потери возможно компенсировать высоким напором высокооборотного насоса ТНАГ. Но необходимо иметь в виду, что большим гидравлическим потерям в рубашке охлаждения соответствуют большие значения требуемой температуры рабочего тела турбины ТНАГ из условия баланса мощностей. В связи с чем была исследована зависимость (смотри рисунок 2.3), описывающая влияние напора насоса ТНАГ при прочих равных условиях на параметры системы охлаждения двигателя с использованием дополнительных ребер на огневой стенке КС.

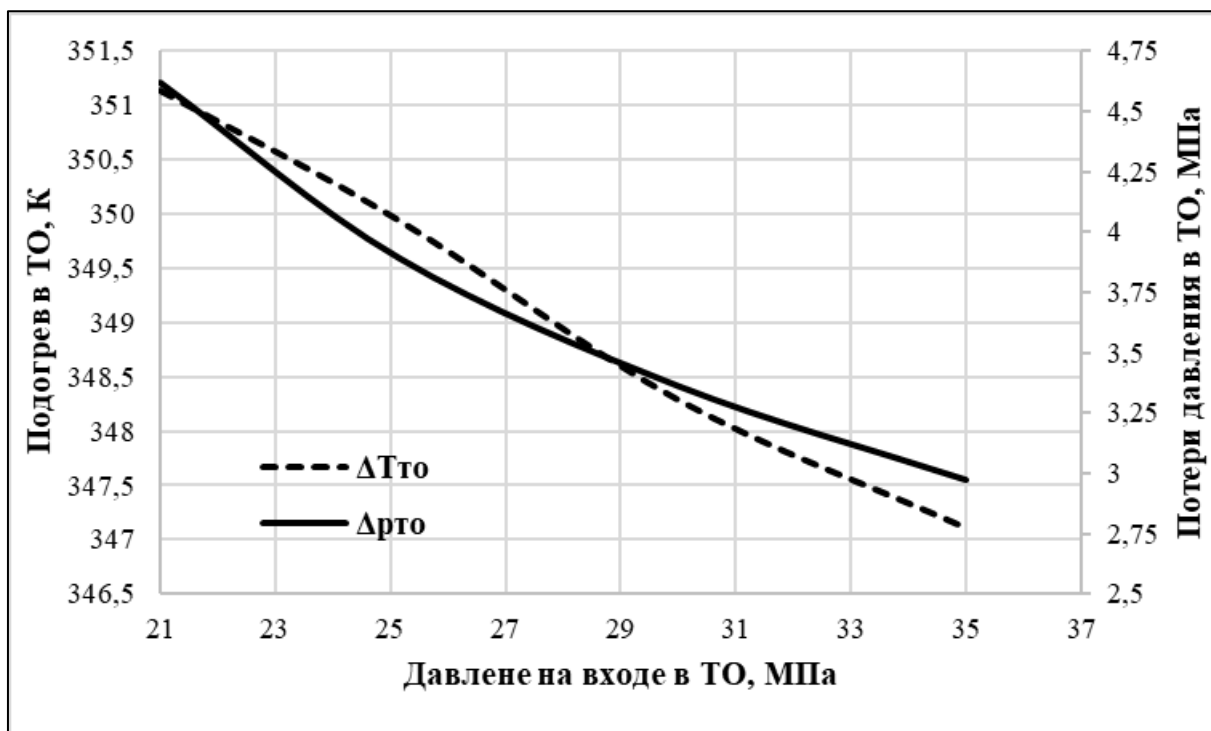


Рисунок 2.3 – Зависимость изменения подогрева и потерь давления горючего в рубашке охлаждения от давления подачи на входе в ТО

Кривая на рисунке 2.3 получена для безгазогенераторного двигателя тягой 10 *тс* и давлением в КС 8 МПа. При этом учитывалось изменение энтальпии водорода после ТНАГ не только за счет его сжимаемости, но и из-за подогрева в агрегате.

Чем выше давление подачи водорода в ТО, тем большее количества тепла он может снять с огневой стенки КС. Это связано с увеличением плотности водорода и комплекса теплофизических свойств $K_{охл}$ (смотри формулу 2.78) за счет смещения его критической точки. При этом потери давления на преодоление сил местных сопротивлений в канале и на трение уменьшаются на величину плотности водорода (за счет его поджатия) и скорости в ТО.

$$K_{охл} = \lambda^{0,6} \cdot \left(\frac{C_p}{\mu}\right)^{0,4}, \quad (2.78)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, *Вт/(м·К)*; μ – коэффициент динамической вязкости, *Н·с/м²*.

2.2.2 Влияние изменения энтальпии топлива на энергетические параметры двигателя

Энергетические параметры двигателя также зависят от свойств топлива, приходящего в КС. Учет изменения энтальпии окислителя и горючего по условиям подачи их в смесительную головку КС влияет на температуру продуктов сгорания и теплофизические свойства смеси в КС. Для кислородно-водородного ЖРД безгазогенераторной схемы пересчет энтальпии компонентов топлива необходим исходя из следующих особенностей [110]:

- подача газообразного горючего после привода турбин ТНАО и ТНАГ в смесительную головку КС;
- сжимаемость водорода;
- изменение свойств компонентов топлива по температуре и давлению (потеря энергии в агрегатах ТНА и БТНА, агрегатах управления, магистралях и т.д.).

Изменение энтальпии топлива к условиям подачи его в КС можно оценить по формуле [75, 111]:

$$J_{T_{\text{п}}} = J_{\text{станд}} \pm r + \int_{T_{\text{нач}}}^{T_{\text{п}}} c_{p_{\text{T}}} dT + \frac{p_{\text{п}}}{\rho_{\text{T}}}, \quad (2.79)$$

где $J_{\text{станд}}$ – энтальпия топлива при стандартных условиях, Дж/кг; r – теплота фазового перехода, Дж/кг; $T_{\text{нач}}$ – начальная температура топлива, К; $T_{\text{п}}$ – температура топлива из условия подачи, К; $c_{p_{\text{T}}}$ – удельная теплоемкость топлива при давлении подачи, Дж/кг; $p_{\text{п}}$ – давление подачи, Па, ρ_{T} – плотность топлива, определяемая по температуре и давлению перед входом в СГ КС, кг/м³.

Полученные значения энтальпии компонентов топлива необходимо заложить в термодинамический расчет КС для уточнения температуры в КС и теплофизических свойств продуктов сгорания [70, 75, 111]. Далее корректируются энергетические параметры КС, тепловой поток в огневую стенку КС (за счет изменения свойств потока вблизи стенки) и расчет охлаждения двигателя.

2.3 Энергетическая увязка ЖРД и его агрегатов в рабочем диапазоне изменения давления в камере сгорания

В данном разделе приводится методика расчета энергетических параметров двигателя при фиксированной тяге, соотношении компонентов топлива, геометрии КС и агрегатов двигателя.

При спроектированной проточности части насоса и наличии его кавитационной характеристики первая часть уравнения (2.14) или (2.15) заменяется на приведенный кавитационный запас $\Delta h/n^2$. Зная обороты ротора насоса, можно определить минимально допустимое давление на входе в насос из условия безкавитационной работы насоса. При известном расходе топлива, обороты ротора насоса в свою очередь определяют его напор, согласно напорной характеристике насоса или приведенному напору H/n^2 . Напор бустерного насоса БТНА будет определять необходимый кавитационный запас основного насоса ТНА, а напор основного насоса – заданное давление в КС ЖРД.

Согласно уравнениям (2.4 и 2.6), определяется напор основных и бустерных насосов по заданной угловой скорости ротора. КПД вычисляется также из приведенной характеристики. Частота вращения ротора основных ТНА подбирается исходя из напора насоса, требуемого для обеспечения i -го давления в КС.

КПД турбин ТНА и БТНА определяется характеристикой турбины $\eta(u/c_{ад})$. Адиабатная скорость $c_{ад}$ вычисляется по формуле (2.39). Температура рабочего тела турбины находится итерационно, решая совместно уравнения (2.59) и (2.4). В первом приближении получаемая температура на входе в турбину ТНАО (на выходе из рубашки охлаждения), является теоретической, т.е. при этой температуре достигается энергетический баланс двигателя. Но с учетом проведенного анализа в разделе (2.2.1), необходимо оценить тепловое состояние КС и подогрев топлива в ТО для i -го давления в КС. Реальный подогрев топлива в рубашке охлаждения подставляется в расчет энергетической увязки до следующей сходимости:

$$\Delta T(p_{\text{КС}.i}) = \frac{T_{2\text{ТО}.j+1} - T_{2\text{ТО}.j}}{T_{2\text{ТО}.j+1}} \cdot 100\% < 1 \dots 3\%, \quad (2.80)$$

где $\Delta T(p_{\text{КС}.i})$ – относительная погрешность по температуре подогрева горючего в ТО для i -го давления в КС; $T_{2\text{ТО}.j}$ – j -ая температура подогрева горючего в ТО, К.

Стоит отметить, что для каждого значения $T_{2\text{ТО}.j}$ соответствуют гидравлические потери в тракте, которые закладываются в расчет напора насоса ТНАГ. Также при расчете параметров схемы двигателя необходимо учитывать:

- потери энергии в насосах и турбинах ТНА и БТНА, согласно уравнениям (2.57) и (2.76);
- среднемассовую температуру на входе в основной насос ТНАО, определяемую по формуле (2.56);
- изменение потребного расхода рабочего тела для привода турбин БТНАО и БТНАГ, согласно формулам (2.10) и (2.59);
- обеспечение кавитационного запаса основного насоса окислителя при увеличении оборотов ротора ТНАО, согласно условию (2.14);

Необходимо также иметь в виду, что с ростом давления в КС при фиксированной тяге двигателя [108, 110]:

- уменьшаются габариты двигателя (диаметр КС, критического и выходного сечений) и суммарный расход топлива в КС;
- возрастают обороты основных ТНА и гидравлические потери по линиям «О» и «Г» (потери в магистралях, агрегатах управления, в ТО и т.д.);
- увеличивается тепловой поток в огневую стенку КС.

Уравнения баланса мощностей БТНА и ТНА окислителя и горючего принимают следующий вид. По линии окислителя:

$$\frac{(\bar{H}_{\text{бнo}} \cdot n_{\text{бнo}}^2 \cdot \rho_{2\text{бнo}} \cdot g + p_{1\text{бнo}}) \cdot \dot{m}_{\text{бнo}}}{\eta_{\text{бнo}} \left(\frac{Q_{\text{бнo}}}{n_{\text{бнo}}} \right) \cdot \rho_{\text{ср.бнo}}} = \dot{m}_{\text{бто}} \cdot \eta_{\text{бто}} \left(\frac{u_{\text{бто}}}{c_{\text{ад.бто}}} \right) \cdot \left(\frac{p_{1\text{бто}} - p_{2\text{бто}}}{\rho_{\text{ср.бто}}} \right);$$

$$\frac{(\bar{H}_{\text{но}} \cdot n_{\text{но}}^2 \cdot \rho_{2\text{но}} \cdot g + p_{1\text{но}}) \cdot \dot{m}_{\text{но}}}{\eta_{\text{но}} \left(\frac{Q_{\text{но}}}{n_{\text{но}}} \right) \cdot \rho_{\text{ср.но}}} = \dot{m}_{\text{то}} \cdot \eta_{\text{то}}(Y_{\text{то}}) \cdot L_{\text{ад.то}};$$

(2.81)

$$L_{\text{ад.то}} = z_{\text{ср}} \cdot \frac{k_{\text{ср}}}{k_{\text{ср}} - 1} \cdot R_{\text{г}} \cdot T_{2\text{то}.j} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{то}}} \right)^{\frac{k_{\text{ср}} - 1}{k_{\text{ср}}}} \right].$$

По линии горючего:

$$\frac{(\bar{H}_{\text{бнг}} \cdot n_{\text{бнг}}^2 \cdot \rho_{2\text{бнг}} \cdot g + p_{1\text{бнг}}) \cdot \dot{m}_{\text{бнг}}}{\eta_{\text{бно}} \left(\frac{Q_{\text{бнг}}}{n_{\text{бнг}}} \right) \cdot \rho_{\text{ср.бнг}}} = \dot{m}_{\text{бтг}} \cdot \eta_{\text{бтг}} \left(\frac{u_{\text{бтг}}}{c_{\text{ад.бтг}}} \right) \cdot L_{\text{ад.бтг}};$$

$$L_{\text{ад.бтг}} = z_{\text{ср}} \cdot \frac{k_{\text{ср}}}{k_{\text{ср}} - 1} \cdot R_{\text{г}} \cdot T_{2\text{тг}} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{бтг}}} \right)^{\frac{k_{\text{ср}} - 1}{k_{\text{ср}}}} \right];$$

(2.82)

$$\frac{(\bar{H}_{\text{нг}} \cdot n_{\text{нг}}^2 \cdot \rho_{2\text{нг}} \cdot g + p_{1\text{нг}}) \cdot \dot{m}_{\text{нг}}}{\eta_{\text{нг}} \left(\frac{Q_{\text{нг}}}{n_{\text{нг}}} \right) \cdot \rho_{\text{ср.нг}}} = \dot{m}_{\text{тг}} \cdot \eta_{\text{тг}}(Y_{\text{то}}) \cdot L_{\text{ад.тг}};$$

$$L_{\text{ад.тг}} = z_{\text{ср}} \cdot \frac{k_{\text{ср}}}{k_{\text{ср}} - 1} \cdot R_{\text{г}} \cdot T_{2\text{то}} \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{\text{тг}}} \right)^{\frac{k_{\text{ср}} - 1}{k_{\text{ср}}}} \right],$$

где $Y_{\text{то}}$ и $Y_{\text{тг}}$ – число Парсонса, определяемое по формуле (2.83).

$$Y_{\text{то/тг}} = \frac{u_{\text{то/тг}} \cdot \sqrt{z_{\text{ст.то/тг}}}}{c_{\text{ад.то/тг}}}. \quad (2.83)$$

Обороты ротора БТНАО определяются итерационно исходя из потребного напора БНО (с учетом обеспечения бескавитационной работы основного насоса ТНАО) и расхода для привода турбины БТО. Угловая скорость ТНАО вычисляется, решая совместно уравнения (2.6) и (2.9).

Обороты ротора БТНАГ также определяются условием бескавитационной работы основного насоса ТНАГ. Угловая скорость ТНАГ задается в диапазоне от номинального значения: $(0,9 \dots 1,1) \cdot \omega_{\text{ТНАГ}}^{\text{ном}}$. Для каждого i -го давления в КС производится расчет для k -ых значений угловой скорости ТНАГ. Это необходимо

для оценки влияния напора насоса ТНАГ на энергетические параметры двигателя (УИТ двигателя, давление в КС, температура подогрева водорода в ТО и т.д.)

Поэтому расчет энергетической увязки двигателя в диапазоне давлений в КС ведется по трем переменным: давление в КС $p_{КС}^i$, температура подогрева горючего в ТО $T_{2ТО}^j$, обороты ротора ТНАГ (угловая скорость ТНАГ) $n_{ТНАГ}^k$.

2.4 Критерии сходимости расчетов

Для обеспечения заданного давления в КС (при фиксированной тяге двигателя) необходимо увязать параметры агрегатов ТНА и БТНА с параметрами системы охлаждения двигателя. Каждому i -му значению давления в КС $p_{КС}^i$ существует множество решений по достижению энергетического баланса схемы двигателя: определение j -ой температуры подогрева горючего в ТО $T_{2ТО}^j$ (при соответствующем перепаде давления в тракте $\Delta p_{ТО}$), k -ых оборотов ротора ТНАГ $n_{ТНАГ}^k$ и потребного n -го и m -го расхода рабочего тела для привода турбин ТНАО $\dot{m}_{ТНАО}^n$ и ТНАГ $\dot{m}_{ТНАГ}^m$.

Расчет схемы двигателя для i -го давления в КС производится последовательно для каждого k -го значения оборотов ротора ТНАГ. При этом в первую очередь определяется расход турбины ТНАГ $\dot{m}_{ТНАГ}^m$ для j -ой температуры подогрева горючего в ТО $T_{2ТО}^j$ (необходимо определить такую минимальную температуру $T_{2ТО.min}^j$, при которой обеспечивается расход $\dot{m}_{ТНАГ}^m$ исходя из уравнения (2.59) и соотношения компонентов топлива).

Выбор температуры $T_{2ТО}^j$ осуществляется на основе анализа по обеспечению надежного теплосъема с конструкции камеры (учитывая максимально допустимую температуру огневой стенки и ребер, ограничивающуюся температурой плавления материала).

Необходимо также иметь в виду, что с ростом давления $p_{КС}^i$, температуры $T_{2ТО}^j$ и оборотов ротора ТНАГ $n_{ТНАГ}^k$, уменьшается потребный расход рабочего тела турбины БТНАГ, который влияет на расход в бустерном и основном насосах

горючего. При этом с ростом $p_{\text{КС}}^i$ уменьшается также расход рабочего тела турбины БТНАО, влияющего на расход в бустерном и основном насосах окислителя.

Учитывая вышеперечисленные особенности расчета схемы двигателя, можно вывести основные критерии по обеспечению энергетического баланса двигателя:

- согласование потребной температуры рабочего тела турбины ТНАГ с температурой горючего на выходе из ТО, при которой обеспечивается надежное охлаждения двигателя $T_{\text{ТНАГ}} = T_{2\text{ТО}}$;
- обеспечение мощностного баланса агрегатов ТНАГ путем определения зависимости $\dot{m}_{\text{ТНАГ}} = f(T_{2\text{ТО}.\text{min}})$;
- равенство мощностей агрегатов БТНАО, ТНАО и БТНАГ, согласно уравнениям (2.36), (2,37) и (2,38).

Выводы по главе.

1. Разработана математическая модель кислородно-водородного безгазогенераторного ЖРД, описывающая его квазистатические процессы и позволяющая определить его оптимальные параметры для обеспечения высокого УИТ двигателя при заданной тяге, давлении в КС и соотношении компонентов топлива.

2. Выявлены особенности расчета энергетической увязки безгазогенераторного ЖРД на номинальном режиме работы двигателя и в рабочем диапазоне изменения давления в КС. Показано, что достижение мощностного баланса агрегатов ТНА и БТНА при заданном давлении в КС зависит от величины подогрева горючего в рубашке охлаждения и давлении подачи хладагента в ТО. При этом существуют оптимумы между выбором числа оборотов ротора ТНАГ и достижения максимального подогрева горючего и его минимальных гидравлических потерь в ТО в зависимости от конструктивных и схемных решений системы охлаждения двигателя.

3. Предложена методика учета изменения энтальпии топлива по условиям подачи его в смесительную головку КС при термодинамическом расчете двигателя.

4. Выявлены критерии сходимости расчетов для определения оптимальных параметров безгазогенераторного ЖРД. Показано, что достижение

энергетического баланса схемы также возможно при определении потребного расхода рабочего тела турбины ТНАГ для ряда значений подогрева горючего в ТО, давлении в КС и числа оборотов ротора ТНАГ.

3. Программно-математическое обеспечение проведения расчетов

Разработанная программа расчета параметров кислородно-водородного безгазогенераторного ЖРД состоит из ряда программных модулей. Они непосредственно связаны между собой в виде многоуровневой архитектуры. В них используются «классы» с возможностью множественного наследования [88]. Структура и взаимосвязь программных модулей представлены на рисунке 3.1.

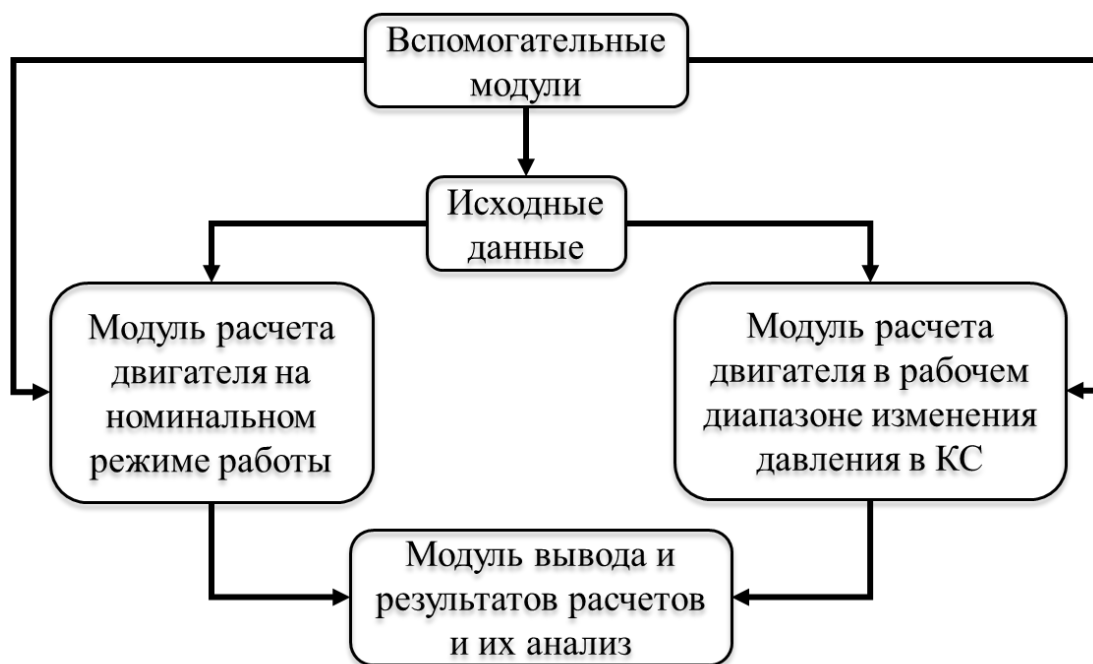


Рисунок 3.1 – Структурно-функциональная блок-схема программных модулей

3.1 Модуль исходных данных

Программный модуль «исходные данные» имеет связь с другими модулями и находится на «верхнем» уровне программы. Данный модуль динамичен и способен принимать новые исходные данные в процессе расчета программы. Модуль состоит из нескольких частей:

- подмодуль исходных данных для расчета двигателя на номинальных параметрах;
- подмодуль исходных данных для расчета двигателя в диапазоне давления в КС;

- подмодуль расчета теплофизических и термодинамических свойств компонентов топлива и их продуктов сгорания.

Глобальными переменными в модуле являются:

- тяга двигателя;
- давление в КС;
- соотношение компонентов топлива;
- температура и давление на входе в бустерные насосы БТНАО и БТНАГ.

В первом подмодуле задаются исходные данные для проектирования КС, расчета энергетической увязки и охлаждения двигателя, а также агрегатов ТНА и БТНА.

Во втором подмодуле принимаются энергетические и геометрические параметры КС, а также температура и потери давления компонента в ТО в зависимости от давления в КС, согласно данным в работах [52, 108, 110]. Также принимаются характеристики ТНА и БТНА и оптимальный диапазон варьирования угловой скорости ротора ТНАГ.

Расчет свойств топлива осуществлен на основе библиотеки «CoolProp», реализованной на языке программирования C++ в среде Python [112]. Свойства продуктов сгорания топлива были аппроксимированы функцией третьего порядка и представлены в виде уравнения, которое зависит от давления и температуры [113].

3.2 Модуль расчета параметров двигателя на номинальном режиме работы

В данном модуле производится расчет параметров КС, энергетической увязки, агрегатов ТНА и БТНА и охлаждения двигателя.

Для расчета КС помимо глобальных переменных задается наружное давление и на срезе сопла.

Для профилирования КС и сопла задаются геометрические данные двигателя (диаметры камеры, критического и выходного сечений, соответствующие длины, углы раскрытия и т.д.).

Выходными данными расчета и профилирования КС являются УИТ двигателя, геометрическая степень расширения сопла, зависимость радиусов камеры, критики и выходного сечения по длине двигателя, распределение температуры, давления и свойств продуктов сгорания топлива в характерных сечениях двигателя.

Для расчета энергетической увязки двигателя задается температура и давления на входе в бустерные насосы БТНАО и БТНАГ. Остальные параметры (давление в КС, соотношение компонентов топлива, массовый секундный расход топлива и т.д.) программа автоматически принимает в блок исходных данных после предыдущего расчета.

Выходными данными расчета энергетической увязки являются мощность, угловая скорость и КПД (или число оборотов ротора) агрегатов ТНА и БТНА, напор основных и бустерных насосов, давление, температура и расход по линиям «О» и «Г» на входе и на выходе из каждого агрегата двигателя, основные геометрические параметры агрегатов и потребная температура рабочего тела для привода турбин ТНАО, ТНАГ и БТНАГ.

Исходными данными расчета агрегатов ТНА и БТНА являются выходные данные энергетической увязки. Данный расчет является итерационным: полный КПД агрегатов ТНА и БТНА уточняется для расчета энергетической увязки.

Выходными данными расчета агрегатов ТНА и БТНА являются их основные геометрические (диаметры, длины, углы, количество лопастей и т.д.) и энергетические параметры (напоры, мощности, КПД, скорости, температуры и т.д.), а также приведенные характеристики:

- приведенный напор H/n^2 от (Q/n) ;
- приведенный кавитационный запас $\Delta h/n^2$ от (Q/n) ;
- приведенная мощность N/n^3 от (Q/n)
- КПД-характеристика турбины $\eta(u/c_{ад})$ и $\eta(Y)$.

После энергетической увязки двигателя и расчета агрегатов двигателя, уточняется температура подогрева горючего в ТО. Для этого производится расчет охлаждения двигателя, исходными данными которого являются давление в КС,

массовый секундный расход, температура и давление подачи горючего на входе в ТО.

Выходными данными расчета охлаждения являются температура подогрева и гидравлические потери горючего в ТО.

Далее производится расчет изменения полной энтальпии топлива по условиям подачи в смесительную головку КС. Полученные значения энтальпии топлива передаются в блок расчета КС, где происходит уточнение термодинамического расчета двигателя (уточняется температура продуктов сгорания и их теплофизические свойства).

Результаты расчета охлаждения двигателя подставляются в энергетическую увязку и все вычисления вновь повторяются. После достижения определенной сходимости каждого из расчетов происходит вывод полученных результатов из текущего модуля в следующий.

3.3. Модуль расчета параметров двигателя в рабочем диапазоне изменения давления в КС

В данном модуле производится расчет двигателя при фиксированной тяге и соотношении компонентов, которые принимаются из предыдущего модуля. Давление в КС является варьируемым параметром.

Исходные и выходные данные для расчета и профилирования КС аналогичны предыдущему модулю.

Расчет энергетической увязки производится при помощи приведенных характеристик агрегатов ТНА и БТНА. Угловая скорость ротора ТНАГ является варьируемым параметром.

Выходными данными расчета энергетической увязки являются давление, температура, массовый секундный расход по линиям «О» и «Г» на входе и на выходе из каждого агрегата двигателя, а также мощность, КПД и угловая скорость агрегатов ТНА и БТНА.

Исходные для расчета охлаждения двигателя в диапазоне давления в КС были аппроксимированы функцией и представлены в виде уравнения. При этом порядок (2-й, 3-й, 4-й и 5-й порядки) аппроксимированной функции зависит от ее

кривизны). Данная функция зависит от давления в КС и давления подачи горючего в ТО (при этом температура и массовый секундный расход на входе в ТО зависят также от давления подачи).

Выходными данными расчета охлаждения являются температура подогрева и гидравлические потери горючего в ТО.

Далее, аналогично предыдущему модулю, производится расчет изменения полной энтальпии топлива по условиям подачи в смесительную головку КС и уточняются энергетические параметры КС.

Результаты расчета охлаждения двигателя подставляются в энергетическую увязку и все вычисления повторяются снова.

После достижения определенной сходимости каждого из расчетов происходит вывод полученных результатов в модуль «вывода результатов расчетов и их анализ».

3.4. Модуль вывода результатов расчетов и их анализ

В данный модуль загружаются результаты проведенных расчетов, происходит их сортировка и организация для вывода в специальный Excel-файл формата «xlsm». В этом файле возможно осуществить различные действия по сортировке и обработке массива данных, а также произвести дополнительные расчеты.

Также модуль позволяет построить отдельные графические зависимости по полученным результатам расчетов и сохранить их в растровом формате изображений (JPEG, PNG, SVG, gif и т.д.) или в формате «PDF» [88].

3.5. Вспомогательные модули

В данных модулях содержатся универсальные функции, описывающие формулы, алгоритмы и различные методы для расчета и проектирования ЖРД и его агрегатов. Функции распределены по соответствующим «классам», организованным при помощи многоуровневого наследования, которое позволяет объединить их в логическую группу данных в виде «класса» и «супер-класса». Каждый класс применяется для различных инженерных задач: для гидравлических,

газодинамических теплофизических и термодинамические вычислений; а также для расчета, проектирования и профилирования КС и агрегатов ТНА и БТНА двигателя.

3.6. Численные методы

Программа расчета основана на решении систем уравнений, представленных в матричной форме. Для их вычислений используются различные численные методы.

Определение теплофизических и термодинамических свойств компонентов топлива и их продуктов сгорания производится путем аппроксимирующих функций и интерполяции по базе данным. При помощи аппроксимирующей функции, а также с использованием экстраполяции (экстраполяция применяются для того, чтобы расчет не заклинивал при поиске каких-либо оптимальных параметров) производится также расчет охлаждения совместно с энергетической увязкой двигателя.

Решение уравнений по обеспечению мощностного баланса агрегатов ТНА и БТНА двигателя осуществляется при помощи численного метода Ньютона-Рафсона. Данным методом также вычисляется подбор требуемого расхода для привода турбин ТНА и БТНА и определение их угловой скорости для нахождения потребного напора насоса согласно его приведенной характеристике.

Расчет средней температуры окислителя на входе в основной насос ТНАО, а также определение изменения энтальпии топлива производится при помощи численного интегрирования и метода касательных.

Уточнение полученных результатов расчетов осуществляется при помощи рекурсивных вызовов функций: применение «параллельной рекурсии» и «хвостовой рекурсии».

Выводы по главе.

1. Разработано программно-математическое обеспечение проведения расчетов, состоящее из ряда программных модулей.

2. Программные модули содержат универсальные функции, которые распределены по соответствующим «классам» с возможностью их объединения в логическую группу данных в виде «класса» и «супер-класса». Такая организация программных модулей позволяет значительно сократить временные затраты при проведении расчетов.

3. Программа расчета основана на решении систем уравнений, для вычисления которых используются различные численные методы, используемые в среде Python.

4. Разработанное программное обеспечение имеет открытый код и интеграцию с общедоступными программными модулями.

4. Расчетное исследование безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД

4.1 Анализ применения математической модели для достижения высоких энергетических параметров ЖРД

Для достижения цели диссертационной работы с помощью разработанной математической модели были получены основные параметры двигателя и его агрегатов на номинальном режиме работы и в рабочем диапазоне изменения давления в КС.

Результаты расчетов двигателя и его агрегатов на номинальном режиме работы приведены в приложении А в таблице А1. На основании данных результатов проводилось расчетное исследование по достижению высоких энергетических параметров двигателя в диапазоне изменения давления в КС.

Достижение энергетической увязки параметров рассматриваемой схемы двигателя в рабочем диапазоне изменения давления в КС $p_{кс}$ осуществляется путем определения требуемого расхода рабочего тела турбины ТНАГ $\dot{m}_{т.тнаг}$ (для обеспечения ее мощности, потребной для насоса ТНАГ) с учётом:

- теплового состояния конструкции КС;
- оборотов ротора ТНА $n_{тна}$;
- изменения теплофизических свойств горючего в зависимости от температуры и давления.

Это объясняется большей потребной мощностью ТНАГ в отличии от ТНАО. Поэтому при расчете энергетической увязки такой схемы двигателя необходимо обеспечить в первую очередь мощностной баланс ТНАГ.

Равенство мощностей насоса и турбины ТНАО достигается после определения требуемой температуры водорода после ТО $T_{2.то}$, с учетом найденного расхода турбины ТНАГ $\dot{m}_{т.тнаг}$. Далее по температуре $T_{2.то}$ определяется расход турбины ТНАО $\dot{m}_{т.тнао}$.

На рисунке 4.1 представлена зависимость изменения потребного массового секундного расхода турбины ТНАГ от температуры $T_{2.то}$ для ряда давлений в КС $p_{кс}$. При этом число оборотов ротора ТНАГ составляет $n_{тнаг} = 125000$ об/мин

Данная зависимость показывает, что существует множество решений по обеспечению мощностного баланса агрегатов ТНАГ, зависящих от степени интенсификации теплообмена в рубашке охлаждения. Однако, изменение числа оборотов ротора ТНАГ, также влияет на определение потребной температуры и расхода рабочего тела турбины. Необходимо отметить, что при расчете мощности турбины ТНАГ температура рабочего тела принимается равной на выходе из турбины ТНАО (с учетом расширения газа в ней). Но так как энергетический баланс данной схемы двигателя зависит от величины подогрева горючего в ТО, представленные ниже зависимости приведены к температуре $T_{2,то}$.

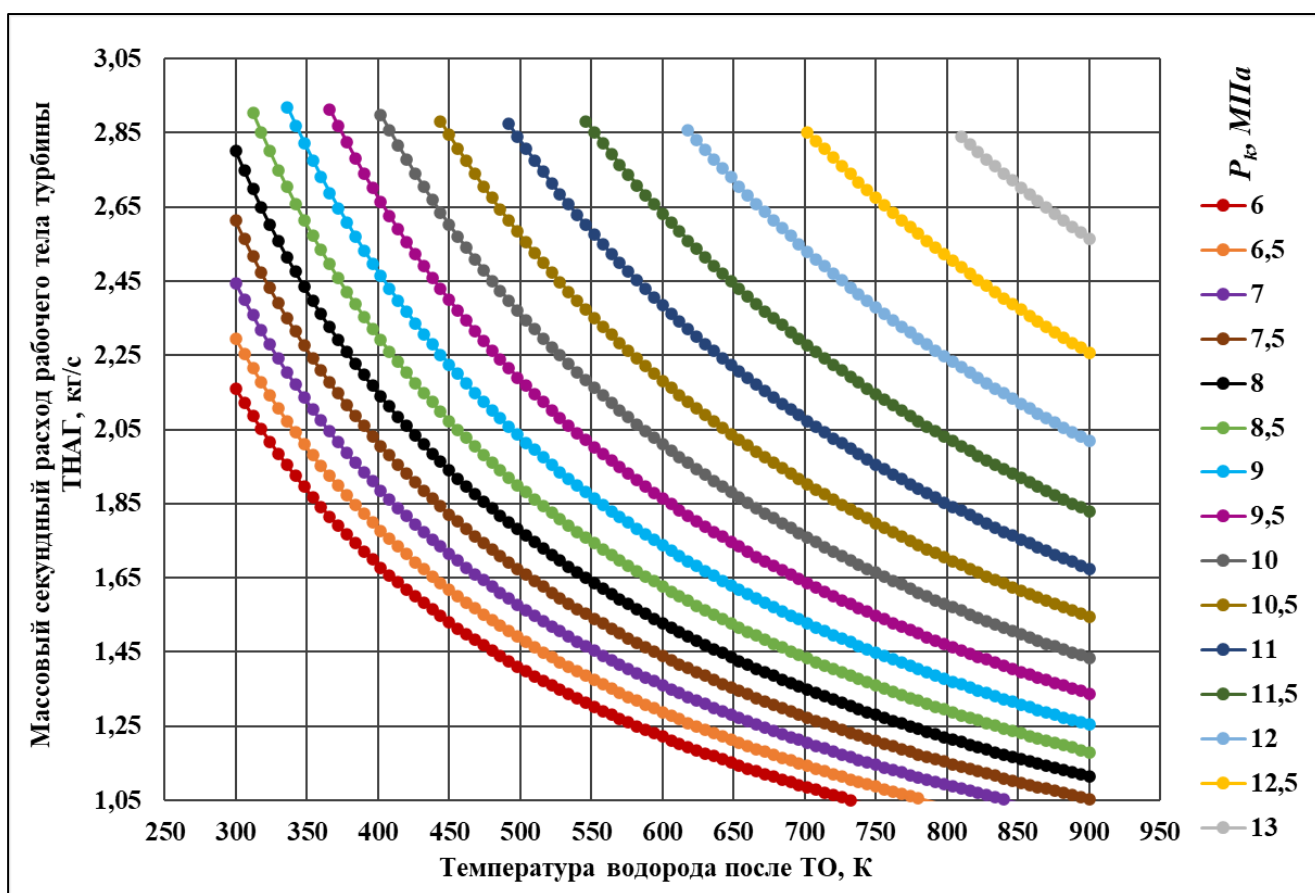


Рисунок 4.1 – Зависимость массового секундного расхода рабочего тела турбины ТНАГ от температуры водорода после ТО при различном давлении в КС

Для чисел оборотов ротора $n_{\text{ТНАГ}} < 125000$ зависимость на рисунке 4.1 будет сдвигаться в область более высоких расходов, а для $n_{\text{ТНАГ}} > 12500$ об/мин – в область более низких. На рисунке 4.2 приведена зависимость изменения расхода $\dot{m}_{\text{ТНАГ}}$ от температуры $T_{2,то}$ для различного числа оборотов ротора ТНАГ при давлении в КС $p_{\text{КС}} = 10$ МПа. Сдвиг по расходу объясняется изменением напора основного

насоса горючего, который влияет также на изменение температуры подогрева водорода в ТО и на перепад давления на турбине.

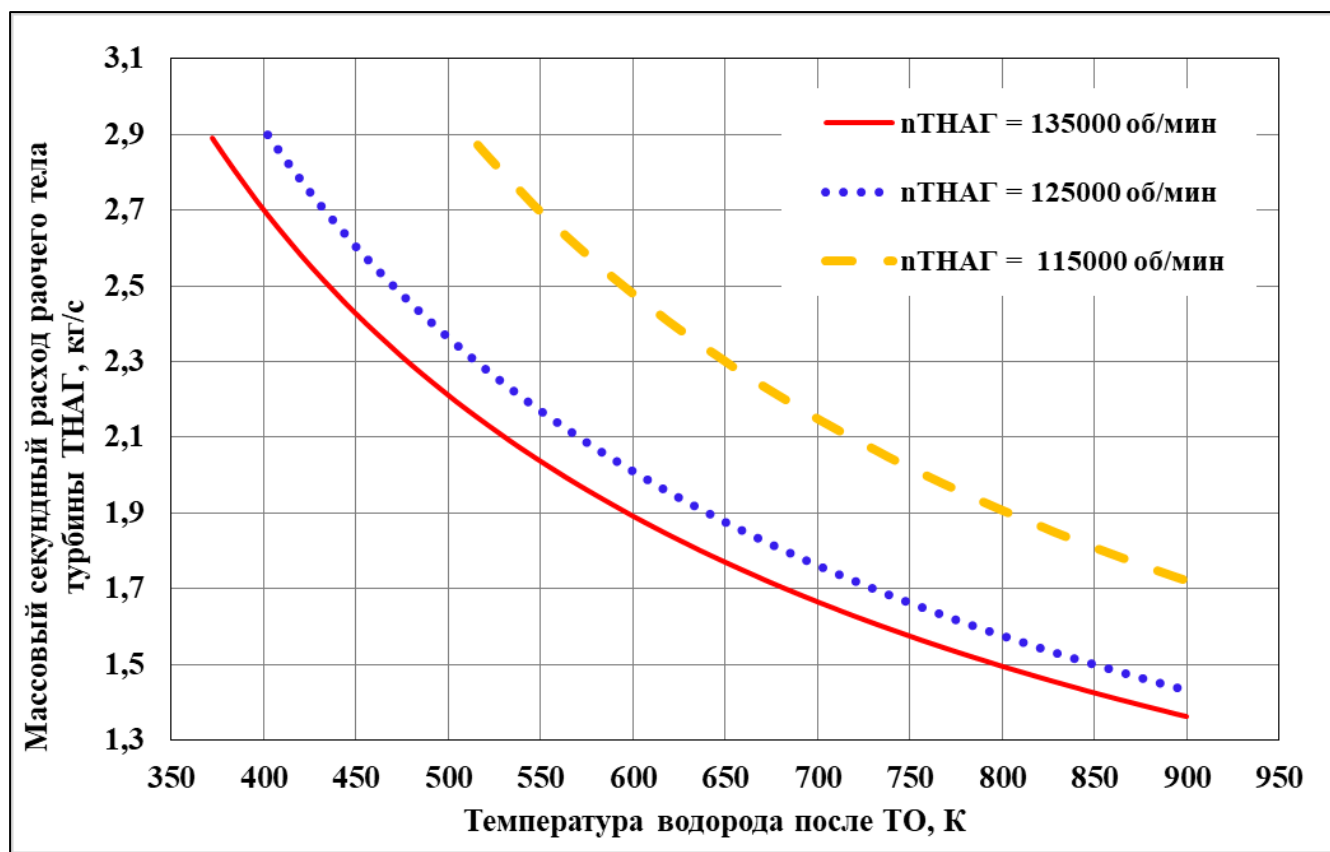


Рисунок 4.2 – Зависимость массового секундного расхода рабочего тела турбины ТНАГ от температуры водорода после ТО и числа оборотов ротора ТНАГ

Из зависимости на рисунке 4.1 видно, для давления в КС $p_{кc} \leq 8 \text{ МПа}$ энергетический баланс агрегатов ТНАГ достигается при температуре водорода после ТО $T_{2,то} = 300 \text{ К}$. Стоит отметить, что согласно проведенным расчетам температура $T_{2,то}$ для давления $p_{кc} \leq 8 \text{ МПа}$ может достигать и меньших значений, но для обобщения полученных данных была выбрана именно такая величина. Она подтверждается источниками [3, 55, 61, 65, 66, 67, 68] по двигателю РД-0146 (и его модификациям) и составляет $T_{2,то} = 250 \dots 320 \text{ К}$.

Для давления в КС $p_{кc} > 8 \text{ МПа}$ потребная температура $T_{2,то}$ сдвигается в область больших значений при постоянном расходе $\dot{m}_{т.ТНАГ}$. Поэтому дальнейшие зависимости будут представлены при давлении в КС $p_{кc} \geq 8 \text{ МПа}$.

Имея в виду рекомендации, приведенные в разделе 2.2.1, и, учитывая влияние изменения оборотов ротора ТНАГ на энергетический баланс схемы двигателя

(согласно рисункам 4.1 и 4.1), была получена зависимость, представленная на рисунке 4.3. На данной зависимости показано достижение энергетической увязки двигателя при минимальной температуре горючего после ТО для различных давлений в КС и оборотах ротора ТНАГ (т.е. полученные точки на рисунке 4.1, соответствующие минимальной температуре, переносятся на рисунок 4.3).

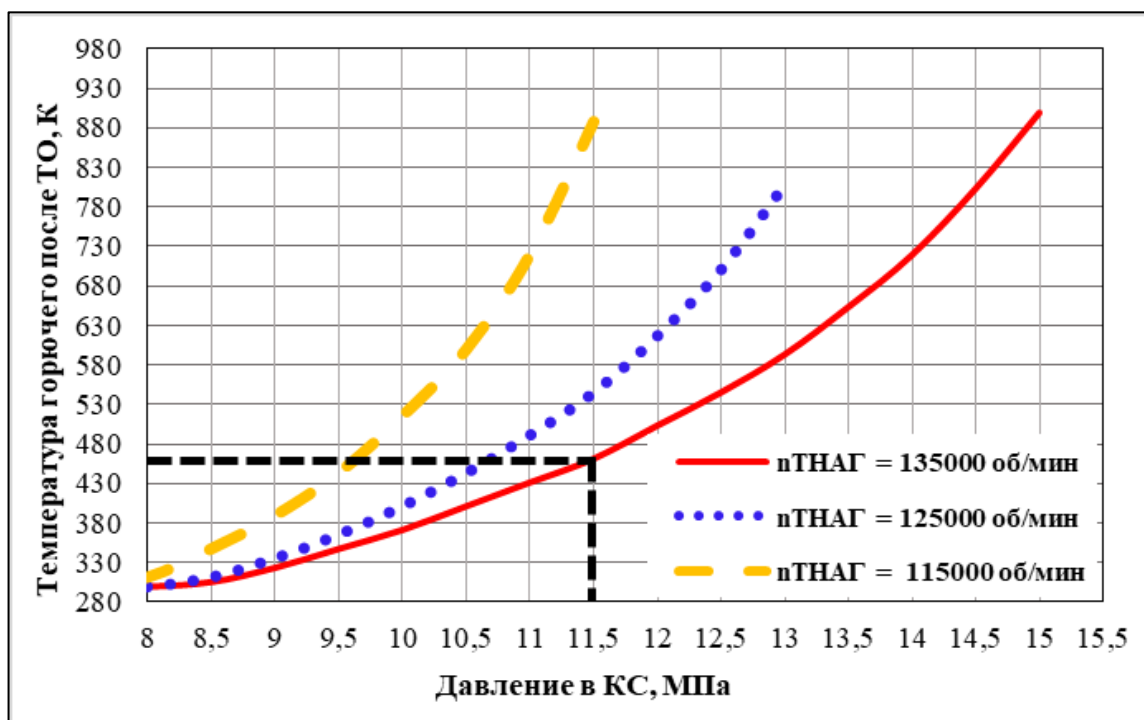


Рисунок 4.3 – Зависимость температуры водорода после ТО от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

Из зависимости на рисунке 4.3 видно, что с увеличением давления в КС растет потребная температура $T_{2,то}$. При этом крутизна линии зависит от числа оборотов ротора ТНАГ. Это объясняется изменением не только расхода, давления, температуры и теплофизических свойств водорода на входе в турбину, но и полным КПД агрегатов ТНАГ. Также необходимо иметь в виду, что при варьировании давления в КС изменяются следующие параметры двигателя и его агрегатов [108, 110]:

- геометрические и энергетические параметры камеры;
- гидравлические потери по линиям «О» и «Г» (потери давления в магистралях, агрегатах управления, в рубашке охлаждения и т.д.);
- потребный расход рабочего тела турбин БТНАО и БТНАГ;
- обороты ротора ТНАО.

Пунктирной линией на рисунке 4.3 обозначены границы по максимально возможному подогреву водорода в ТО в зависимости от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ. Ограничение по температуре $T_{2,то}$ объясняется высокой температурой ребер, установленных на огневой стенке камеры, а также ростом теплового потока при увеличении давления в КС (смотри рисунок 4.4). При этом температура данных ребер составила $T_p = 1050...1150 K$, согласно работе [108]. Оребрение поверхности огневой стенки позволяет значительно увеличить степень интенсификации теплообмена в ТО и обеспечить температуру $T_{2,то}$ до $460 K$, что отражено на рисунке 4.5 (данная зависимость представления для давления в КС $11,5 MPa$). При этом возможно повысить давление в КС до $11,5 MPa$ при оборотах ротора ТНАГ $n_{тнаг} = 135000 об/мин$ или до $10,5 MPa$ при $n_{тнаг} = 125000 об/мин$.

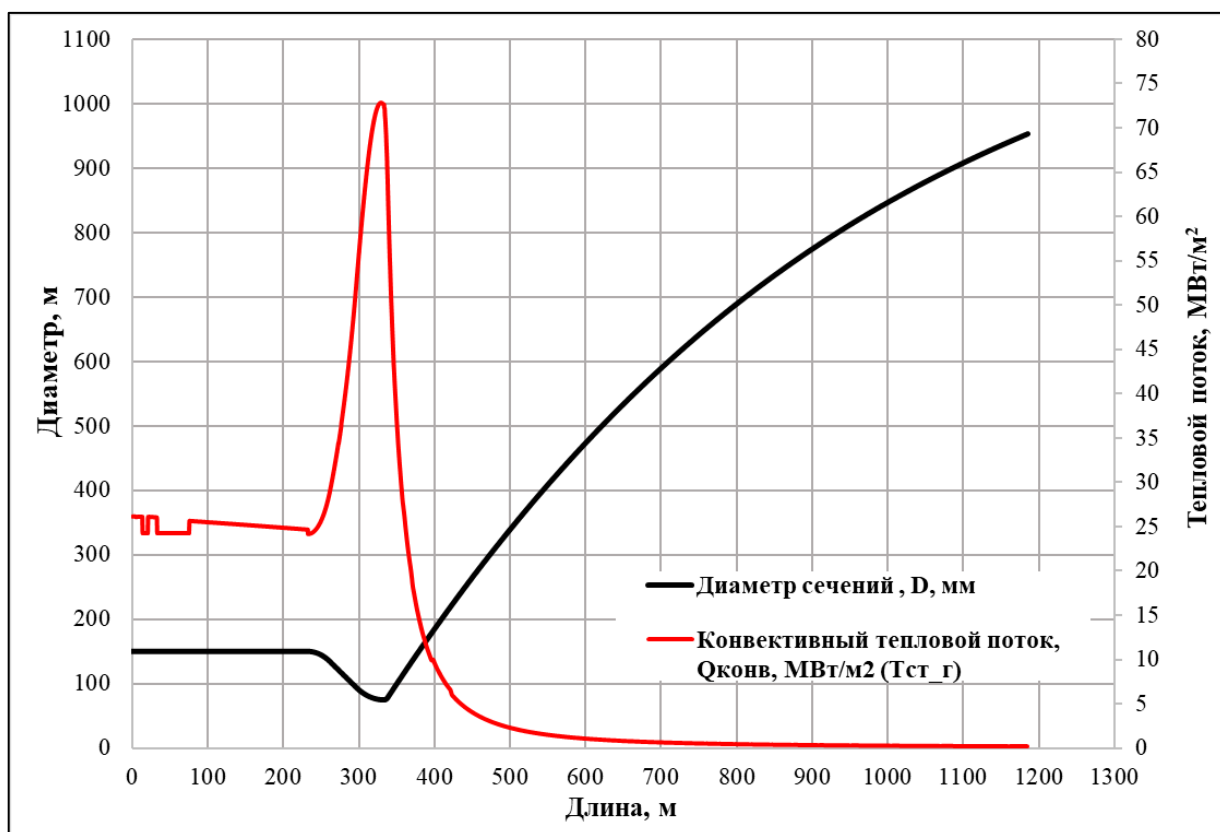


Рисунок 4.4 – Зависимость изменения конвективного теплового потока вдоль длины газодинамического профиля двигателя при давлении в КС $11,5 MPa$

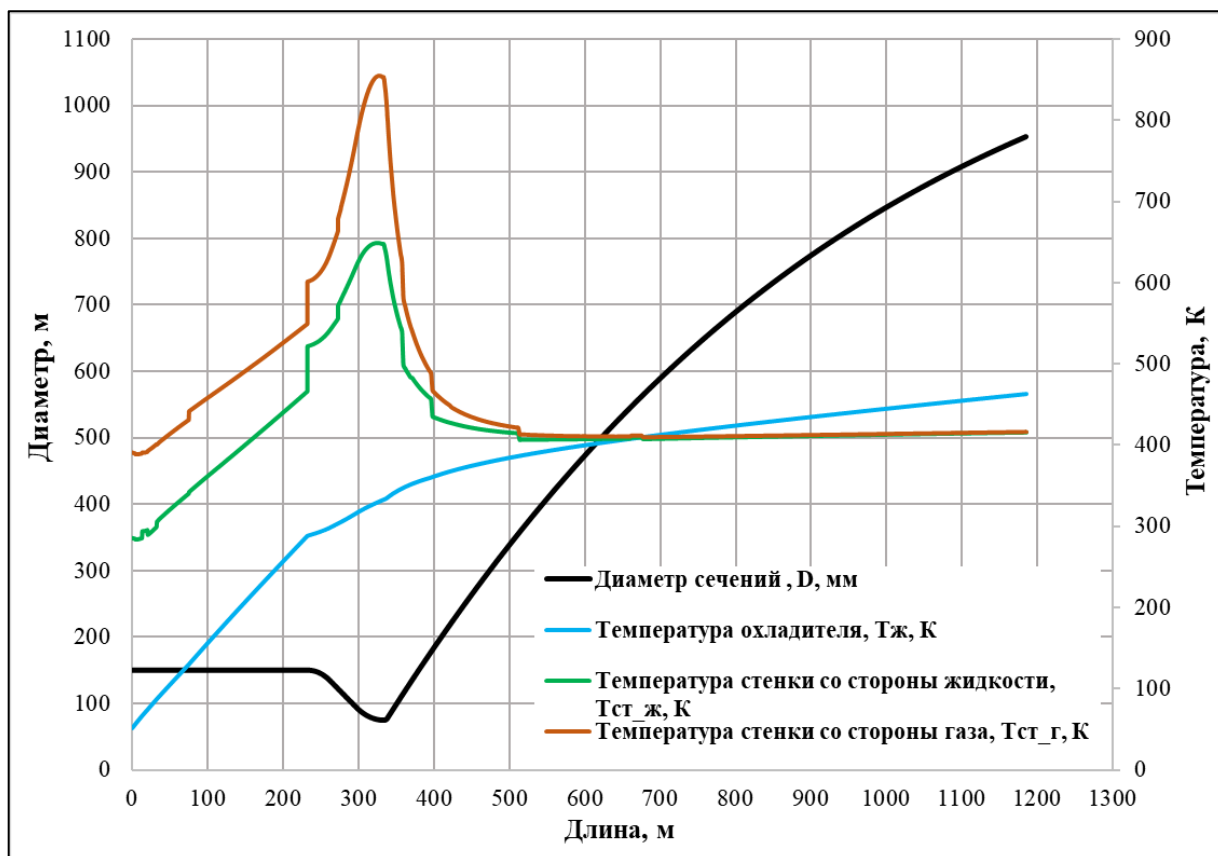


Рисунок 4.5 – Зависимость изменения температуры хладагента в ТО и температур стенок вдоль длины газодинамического профиля двигателя при давлении в КС 11,5 МПа

Стоит отметить, что при увеличении давления в КС ограничение по температуре $T_{2,то}$ незначительно смещается (на 10-15 К), но для обобщения полученных результатов зависимости на рисунке 4.3 объединены одной линией. Смещение по температуре объясняется изменением геометрических параметров камеры, зависимости которых приведены в разделе 4.5.

Данные, представленные на рисунке 4.3 для $p_{кс} > 11,5$ МПа достижимы за счет подвода дополнительного тепла к горючему с помощью:

- установки в КС трубки Фильда, в которой хладагент после ТО дополнительно подогревается и после направляется на привод турбины ТНАО (например, как это реализовано в двигателе HIREX [34, 60]);
- применения теплообменного аппарата, установленного перед входом горючего в ТО (например, как в двигателе АЕСЕ [34, 51]);

- использования теплообменного аппарата в составе восстановительного ГГ, служащего для дополнительного подогрева горючего в нем (при этом ГГ не участвует в схеме питания двигателя) [15].

4.3 Влияние изменения полной энтальпии компонентов топлива на энергетические параметры двигателя

В ходе исследования рабочих процессов ЖРД в широком диапазоне изменения давления в КС было выявлено, что энергетические параметры камеры зависят не только от давления в КС (при постоянной тяге двигателя и соотношении компонентов топлива), но и от свойств топлива (изменения полной энтальпии), приходящего в смесительную головку двигателя. Как указывалось ранее (см. раздел 2.2.2), полная энтальпия топлива зависит от температуры и давления подачи. Было выявлено, что с увеличением давления в КС энтальпия увеличивается за счет величины подогрева и сжатия компонента в основных и бустерных насосах. Также было учтено, что изменение свойств водорода происходит не только по давлению подачи, но и с учетом подогрева его в рубашке охлаждения (помимо изменения свойств в основном и бустерном насосах) с дальнейшим расширением газа в турбинах ТНАО и ТНАГ.

На рисунке 4.6 представлена зависимость изменения полной энтальпии водорода от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ. Большие значения энтальпии соответствуют большим значениям давления в КС за счет высокой температуры водорода после ТО, согласно рисунку 4.3, и степени сжатия водорода в насосе ТНАГ (за счет увеличения оборотов ротора ТНА). Несмотря на увеличение сжатия горючего в насосе ТНАГ (т.е. увеличение давления подачи за счет роста оборотов ротора ТНАГ) на изменение энтальпии водорода в большей степени влияет увеличение его температуры.

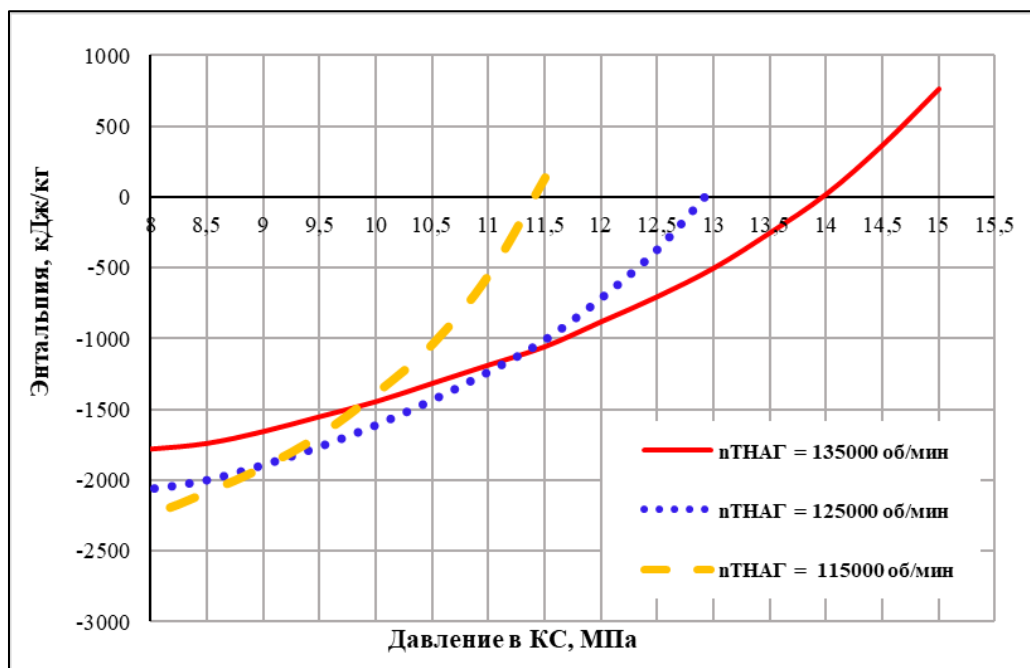


Рисунок 4.6 – Зависимость изменения энтальпии водорода при входе в смесительную головку от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

Аналогично изменяется полная энтальпия кислорода, зависимость которой представлена на рисунке 4.7. С увеличением давления в КС растет напор основного насоса ТНАО и подогрев окислителя в нем. Кроме того, согласно схеме подачи окислителя для привода гидротурбины БТНАО (смотри рисунок 1.4), увеличение температуры кислорода на выходе из насоса ТНАО происходит не только за счет потерь энергии жидкости в агрегате, но и из-за увеличения среднemasсовой температуры на входе в насос.

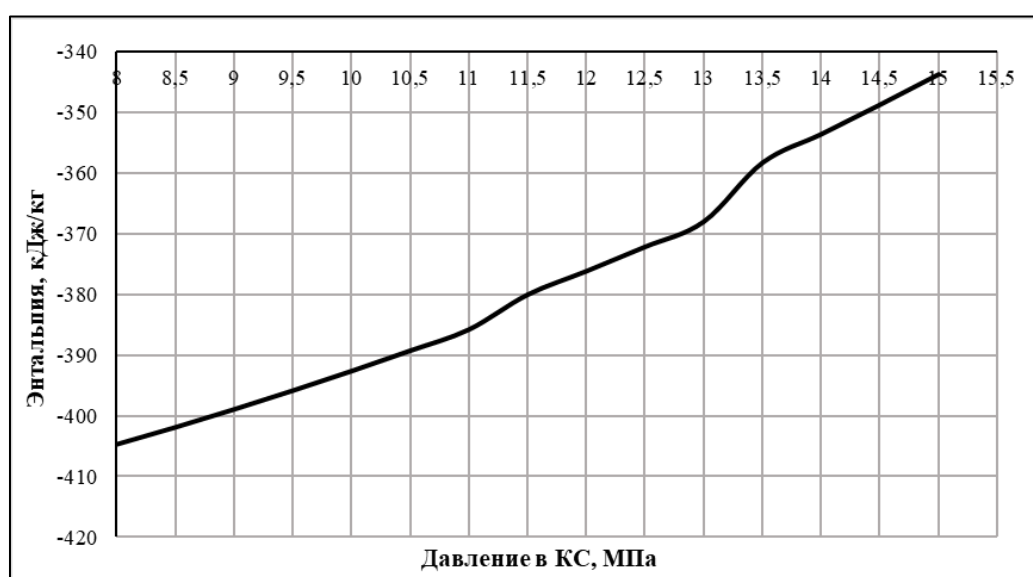


Рисунок 4.7 – Зависимость изменения энтальпии кислорода при входе в смесительную головку от давления в КС

Учитывая представленные выше зависимости по изменению полной энтальпии топлива, отнесенной к условиям подачи в смесительную головку КС, была получена оценка влияния данной величины на энергетические параметры камеры. На рисунке 4.8 приведена зависимость изменения температуры продуктов сгорания $T_{\text{КС}}$ от давления в КС $p_{\text{КС}}$ с учетом и без пересчета энтальпии топлива к условиям подачи.

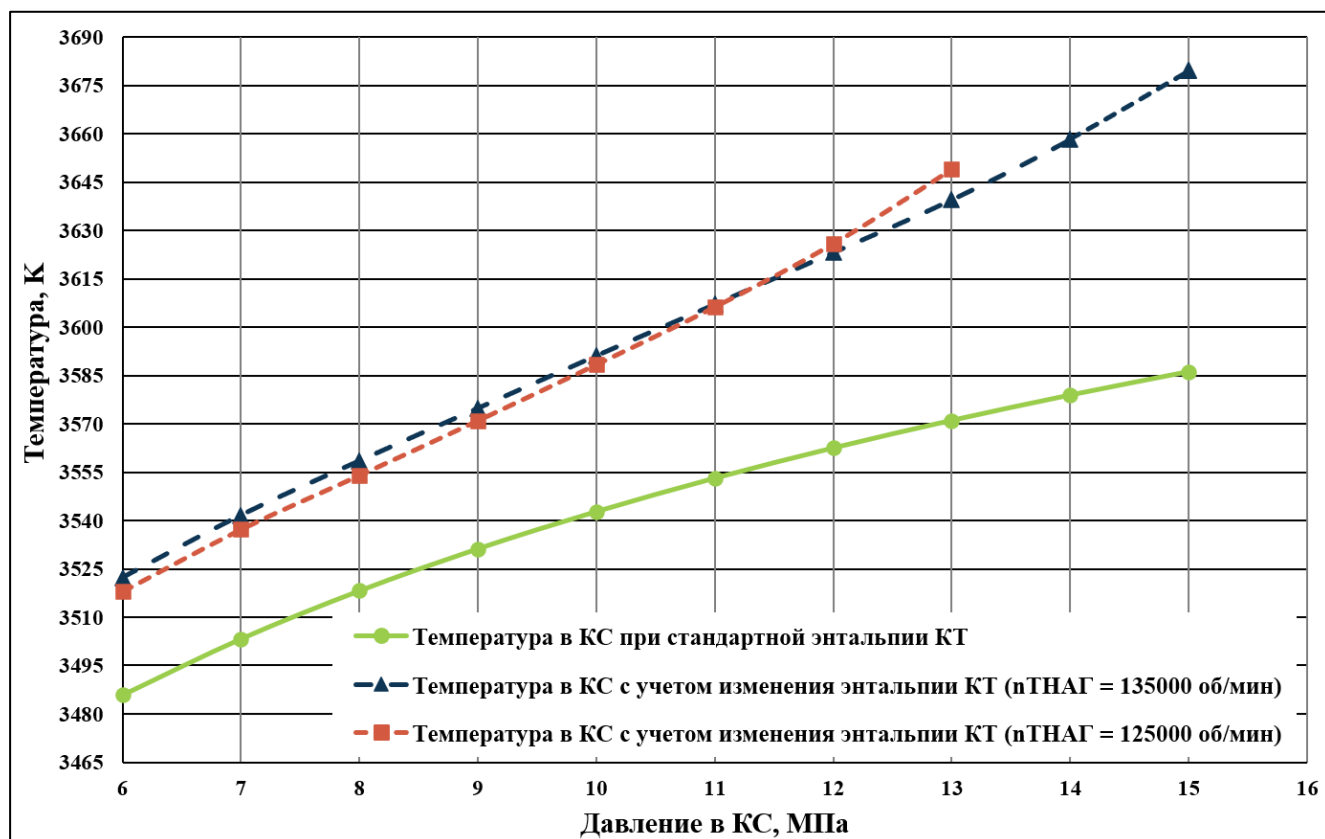
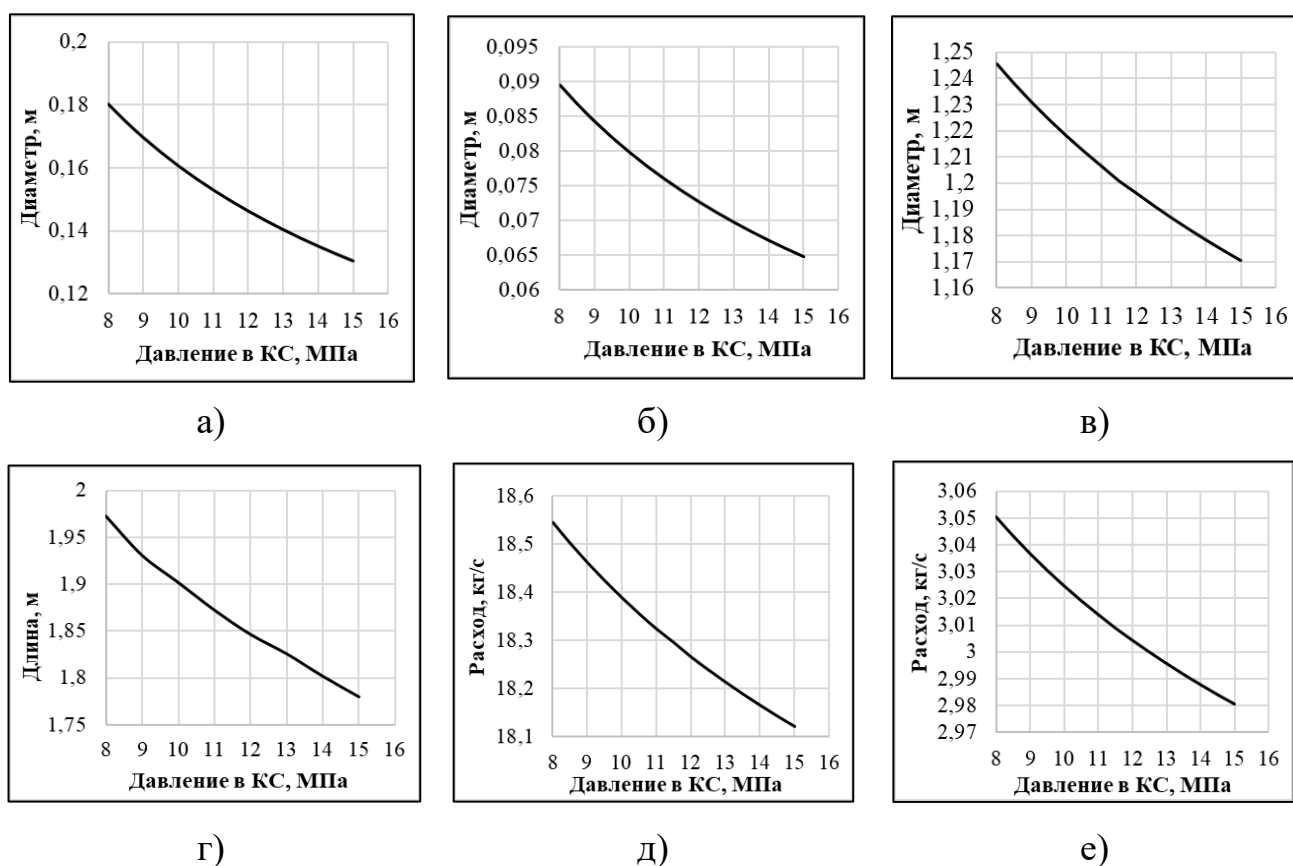


Рисунок 4.8 – Зависимость температуры продуктов сгорания в КС от давления в КС с учетом изменения энтальпии компонентов топлива

Из зависимости на рисунке 4.8 видно, что изменение теплофизических свойств топлива в значительной мере влияет на температуру продуктов сгорания в КС. При этом разница по температуре $T_{\text{КС}}$ увеличивается с ростом давления $p_{\text{КС}}$. Также было выявлено, что увеличение оборотов ротора ТНАГ (т.е. увеличение напора насоса ТНАГ) с 125000 об/мин до 135000 об/мин при примерно равных подогревах водорода в ТО $T_{2\text{ТО}}$ незначительно влияет на изменение температуры $T_{\text{КС}}$ (разница по температуре составила $\Delta T_{\text{КС}} = 5 \dots 7 \text{ K}$). Это объясняется изменением свойств водорода за счет увеличения давления подачи (с 25 МПа до 30 МПа) и его подогрева в насосе (с 51 К до 58 К) согласно данным, приведенным в разделе 4.5.

4.5 Влияние изменения давления в КС на геометрические и энергетические параметры двигателя и его агрегатов

При постоянной тяге двигателя и соотношении компонентов топлива с ростом давления в КС уменьшаются габариты камеры и суммарный расход топлива в двигатель. На рисунке 4.9 приведены зависимости геометрических и энергетических параметров двигателя от давления в КС при фиксированной тяге двигателя и соотношения компонентов топлива.



а) зависимость диаметра КС; б) зависимость диаметра критического сечения от; в) зависимость диаметра среза сопла; г) зависимость общей длины газодинамического профиля камеры; д) зависимость массового секундного расхода окислителя в КС; е) зависимость массового секундного расхода горючего в КС.

Рисунок 4.9 – Зависимости геометрических и энергетических параметров двигателя от давления в КС

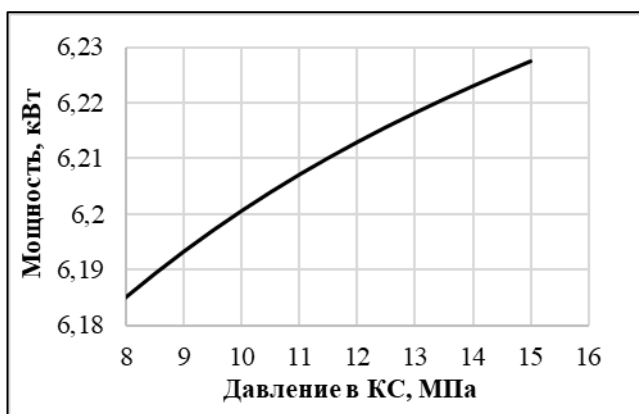
Необходимо также иметь в виду, что при повышении давления в КС увеличивается температура в КС и тепловой поток в огневую стенку камеры. Кроме того, изменяются и энергетические параметры агрегатов ТНА и БТНА окислителя и горючего. Поэтому границы по обеспечению требуемого подогрева горючего в ТО, согласно рисунку 4.3, зависят [108, 110]:

- площади теплообмена;
- величины суммарного теплового потока в огневую стенку камеры;
- общего расхода топлива, поступающего в КС;
- энергетических параметров агрегатов ТНА и БТНА окислителя и горючего.

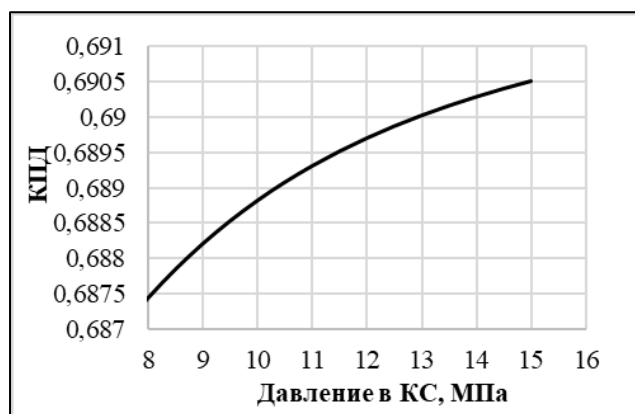
За счет уменьшения расхода топлива, поступающего в КС (согласно зависимостям на рисунке 4.9), а также роста потребного напора основного насоса ТНАО для обеспечения требуемого давления в КС, изменяются энергетические параметры агрегатов ТНАО и БТНАО.

На рисунке 4.10 приведено изменение энергетических параметров бустерного насоса и гидротурбины окислителя в зависимости от давления в КС. Данные, приведенные на рисунке получены исходя из обеспечения требуемого кавитационного запаса основного насоса окислителя, согласно его приведенной кавитационной характеристике. Изменение энергетических параметров насоса БТНАО происходит за счет уменьшения расхода окислителя в КС и потребного расхода для привода турбины БТНАО (т.е. по характеристике Q/n), что приводит к уменьшению его КПД.

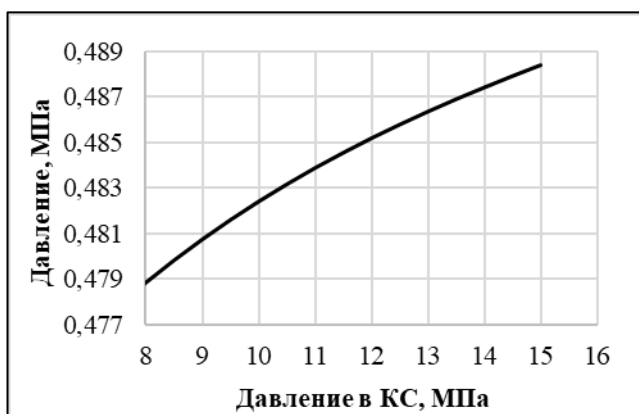
Энергетические параметры БТО с ростом давления в КС меняются за счет увеличения напора насоса ТНАО, температуры окислителя и потребного расхода. При этом, согласно зависимостям на рисунке 4.10, расход на привод гидротурбины с ростом давления в КС уменьшается из-за увеличения перепада давления на ней (т.е. за счет увеличения напора основного насоса окислителя). Если учесть время работы двигателя, равное 560 с [3, 66], то при давлении в КС $p_{кc} = 11,5 \text{ МПа}$ массу окислителя в баке возможно снизить на 764 кг за счет уменьшения полного расхода в КС и потребного расхода для привода гидротурбины (относительно $p_{кc} = 8 \text{ МПа}$).



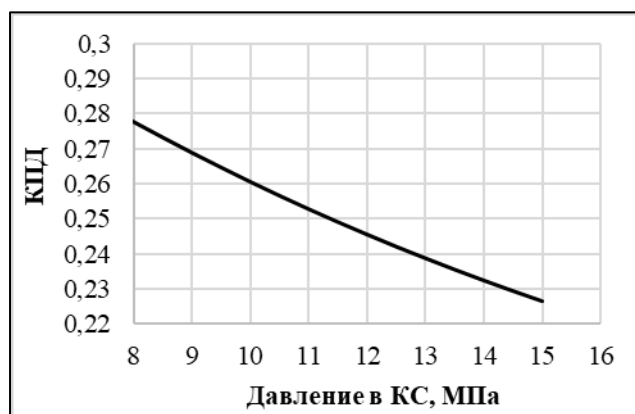
а)



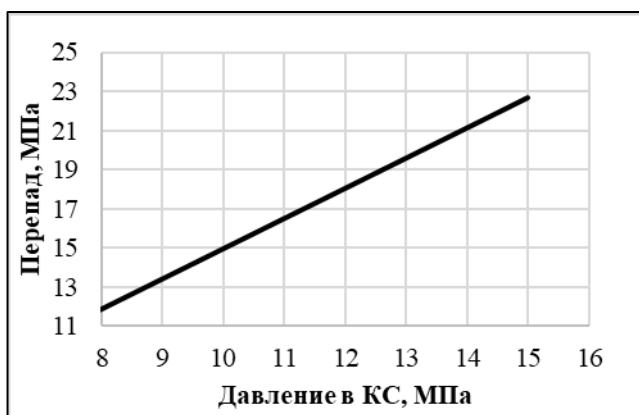
б)



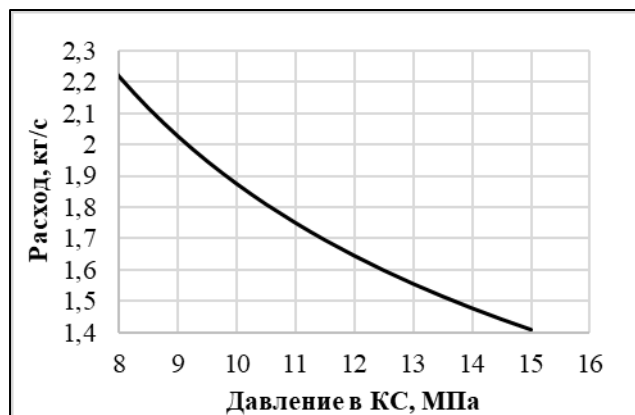
в)



г)



д)



е)

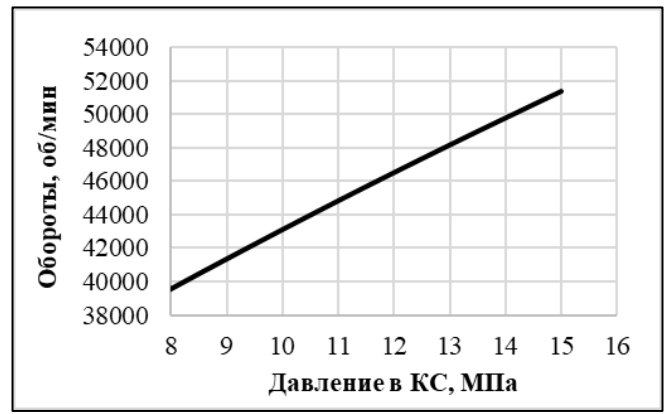
а) зависимость мощности насоса/турбины БТНАО; б) зависимость КПД БНО; в) зависимость давления на выходе из БНО; г) зависимость КПД БТО; д) зависимость перепада давления на БТО; е) зависимость массового секундного расхода БТО.

Рисунок 4.10 – Зависимости изменения энергетических параметров агрегатов БТНАО от давления в КС

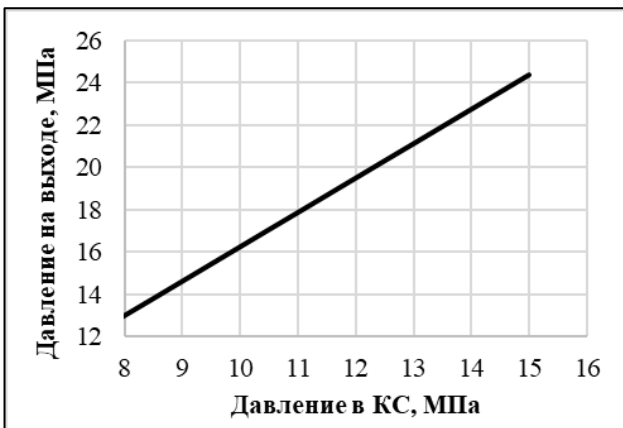
На рисунке 4.11 приведено изменение энергетических параметров насоса ТНАО.



а)



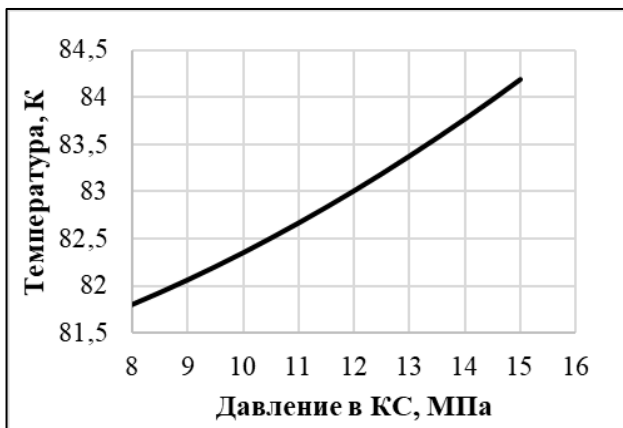
б)



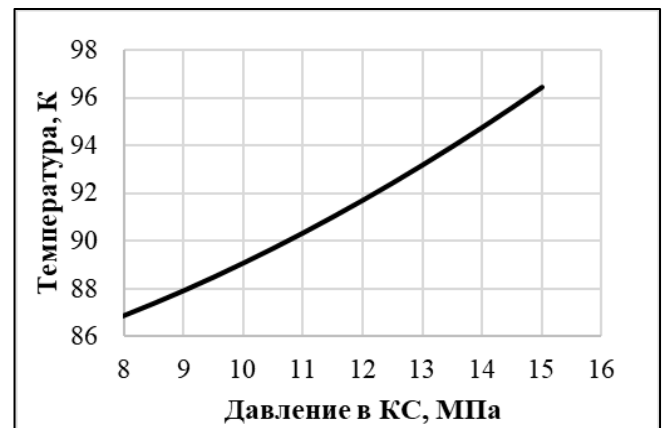
в)



г)



д)



е)

а) зависимость КПД НО; б) зависимость оборотов ротора НО; в) зависимость давления на выходе из НО; г) зависимость мощности НО; д) зависимость температуры окислителя на входе в НО; е) зависимость температуры окислителя на выходе из НО.

Рисунок 4.11 – Зависимости изменения энергетических параметров НО от давления в КС

Достижение требуемого давления на выходе из НО осуществляется путем увеличения оборотов ротора ТНАО, как видно из зависимостей на рисунке 4.11. При этом требуемый кавитационный запас обеспечивается напором бустерного

насоса БТНАО. Увеличение напора НО ведет к снижению его КПД за счет смещения работы насоса влево по характеристике Q/n в область меньших КПД. К тому же, изменение режима работы насоса происходит из-за уменьшения расхода окислителя и увеличения температуры топлива на входе в агрегат (за счет гидравлической связи подачи рабочего тела с выхода из НО на привод гидротурбины БТНАО с последующим сбросом его на вход в основной насос).

Обеспечение потребной мощности НО осуществляется турбиной, работающей в свою очередь на газообразном водороде. Как указывалось ранее, мощностной баланс агрегатов ТНАО достигается путем определения требуемого подогрева горючего в рубашке охлаждения и давления подачи рабочего тела на входе в турбину. При этом давление на входе обеспечивается напором основного насоса горючего за счет варьирования оборотов ротора ТНАГ. На рисунках 4.12 и 4.13 приведено изменение энергетических параметров турбины ТНАО в зависимости от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ.

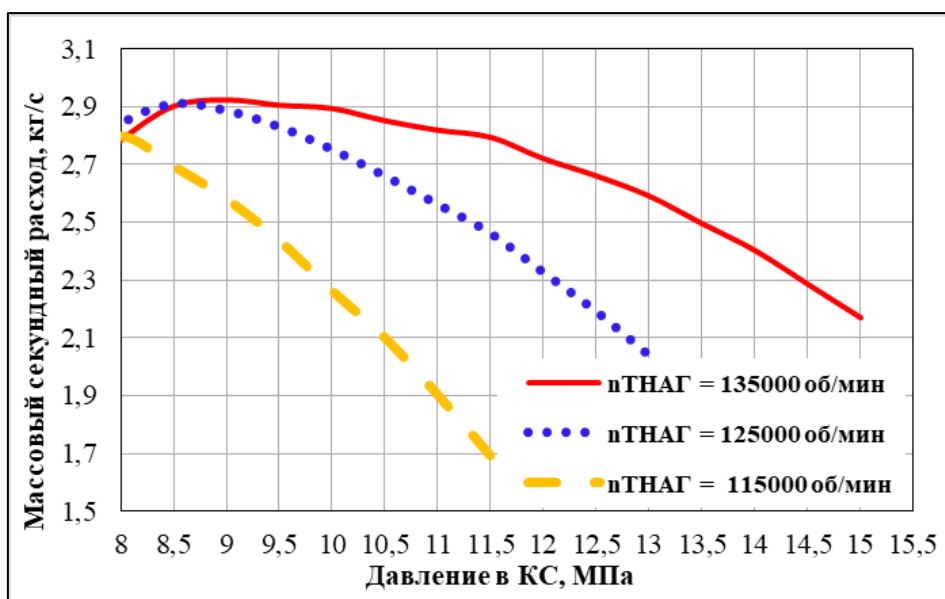


Рисунок 4.12 – Зависимость изменения массового секундного расхода рабочего тела турбины ТНАО от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

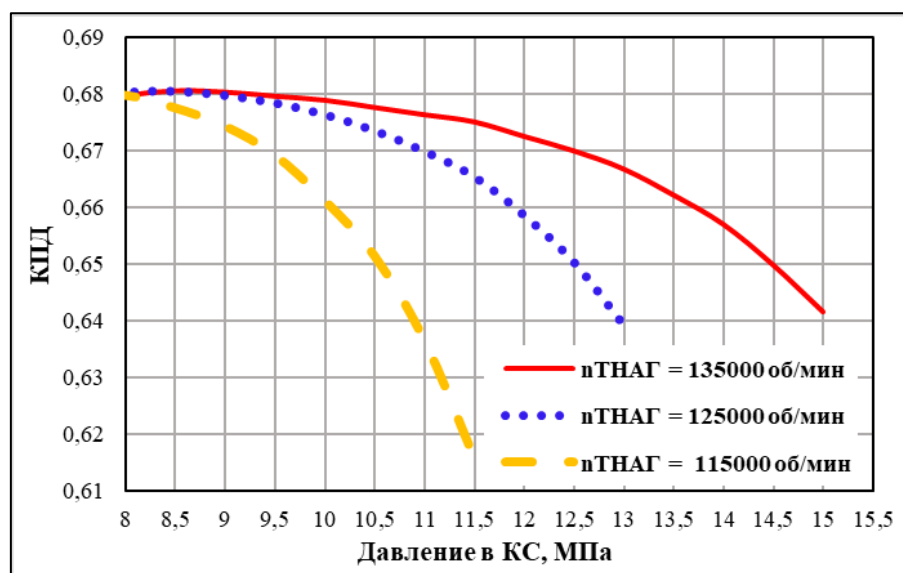


Рисунок 4.13 – Зависимость изменения КПД турбины ТНАО от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

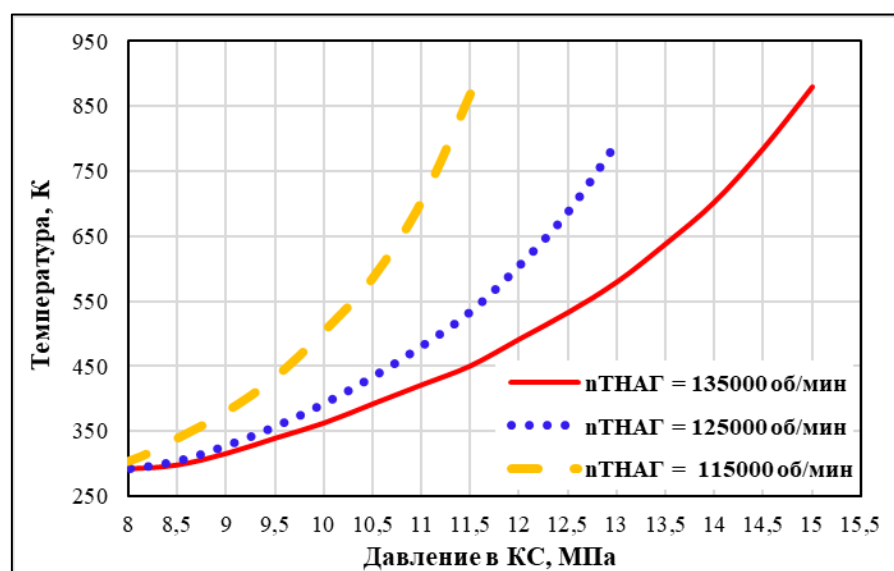


Рисунок 4.14 – зависимость изменения температуры рабочего тела на выходе из турбины ТНАО от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

Из графика на рисунке 4.12 видно, что с увеличением давления в КС потребный расход рабочего тела турбины ТНАО уменьшается. Кроме этого, увеличение оборотов ротора ТНАГ, т.е. увеличение напора основного насоса горючего, а следовательно, и давления на входе в турбину, также уменьшает расход для привода турбины ТНАО. Это объясняется избыточной мощностью турбины окислителя для привода насоса, поэтому достижение мощностного баланса агрегатов ТНАО осуществляется путем сброса лишнего турбогаза в перепускную магистраль (смотри рисунок 1.4).

Необходимо отметить, что энергетические параметры турбины для привода НО также зависят от оборотов ротора ТНАО и температуры подогрева горючего в рубашке охлаждения (согласно зависимости на рисунке 4.3). Влияние данных параметров отражено в зависимости на рисунке 4.13, где приведено изменение КПД турбины ТНАО от давления в КС. Несмотря на то, что с ростом температуры рабочего тела на входе в турбину адиабатная скорость истечения $c_{ад}$ газа увеличивается (согласно формуле (2.65), КПД турбины падает. Это связано с ростом окружной скорости турбины на среднем диаметре, поэтому отношение скоростей $u_{ср}/c_{ад}$ уменьшается и максимум КПД турбины смещается влево по характеристике $\eta(Y)$. Увеличение давления на входе в турбину ТНАО (за счет увеличения оборотов ротора ТНАГ) позволяет сместить характеристику турбины $\eta(Y)$ вправо в область больших КПД и тем самым повысить мощность турбины.

Также необходимо отметить, что энергетические параметры турбины ТНАГ зависят от температуры и давления на выходе из турбины ТНАО. За счет расширения газа в турбине уменьшается его температура, что приведено на рисунке 4.14. Поэтому температура рабочего тела турбины ТНАГ будет равна температуре подогрева водорода в тракте охлаждения за вычетом потерь в турбине ТНАО.

На рисунках 4.15-4.22 приведено изменение энергетических параметров агрегатов ТНАГ в зависимости от давления в КС.

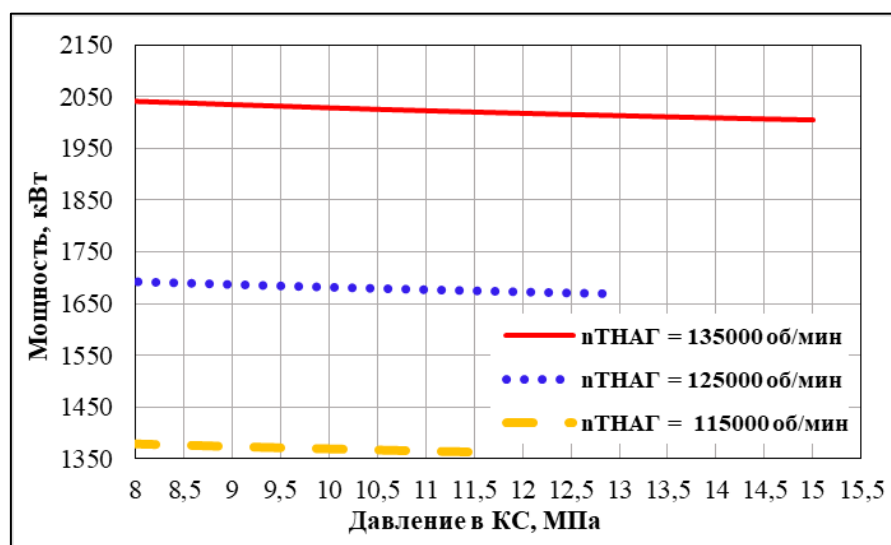


Рисунок 4.15 – Зависимость изменения мощности насоса ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

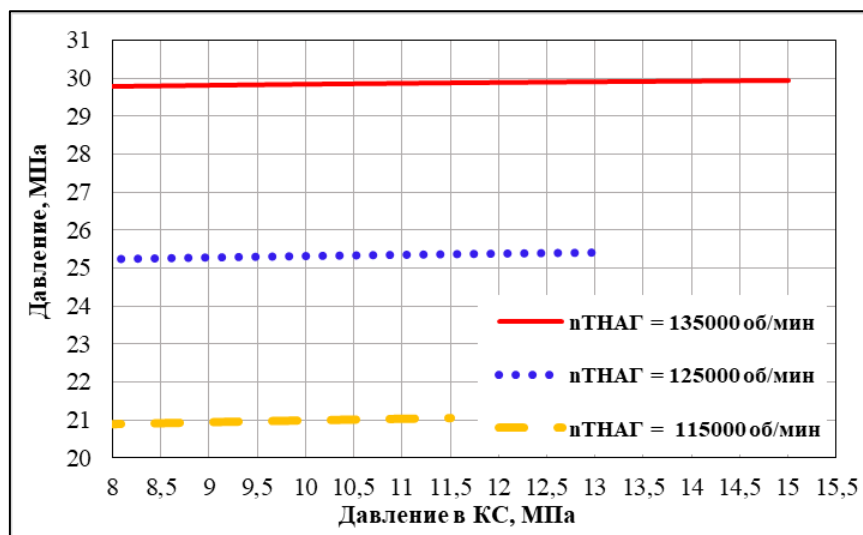


Рисунок 4.16 – Зависимость изменения давления на выходе из насоса ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

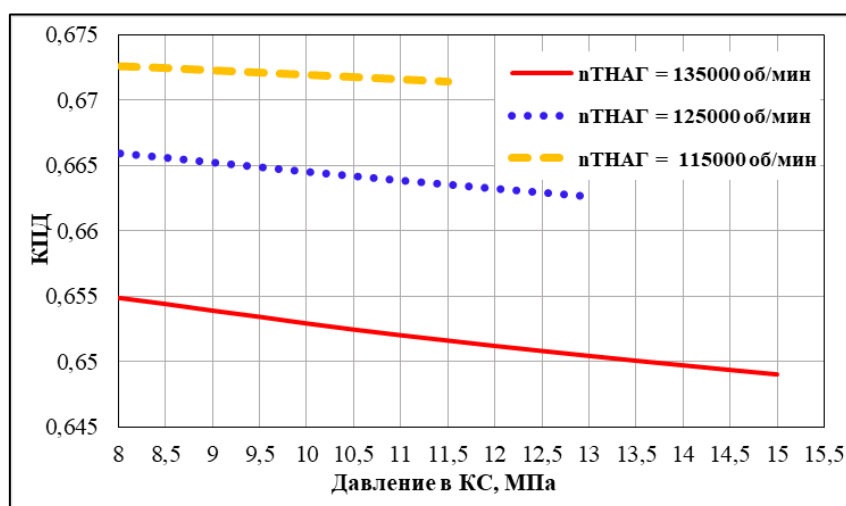


Рисунок 4.17 – Зависимость изменения КПД насоса ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

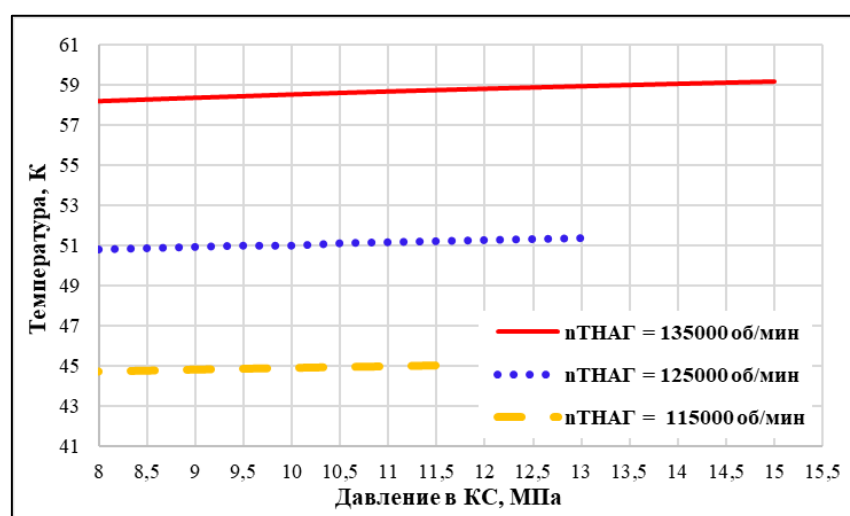


Рисунок 4.18 – Зависимость изменения температуры водорода на выходе из насоса ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

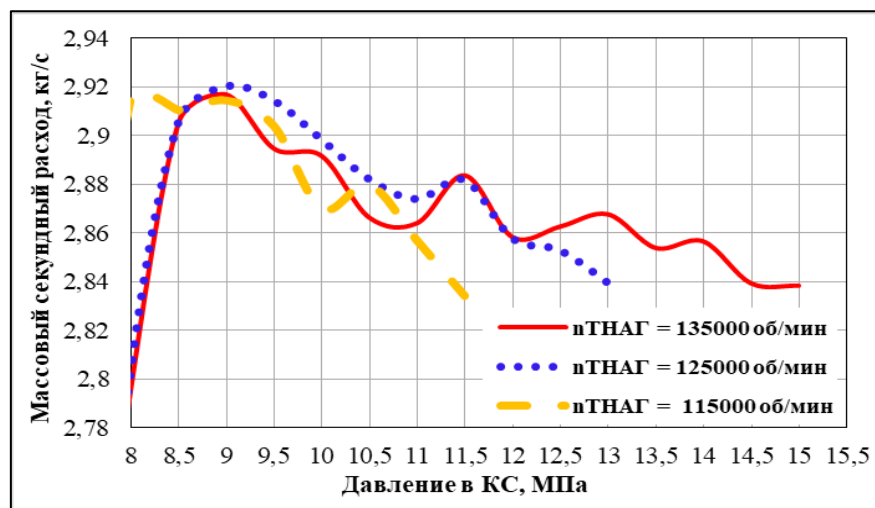


Рисунок 4.19 – Зависимость изменения потребного массового секундного расхода рабочего тела турбины ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

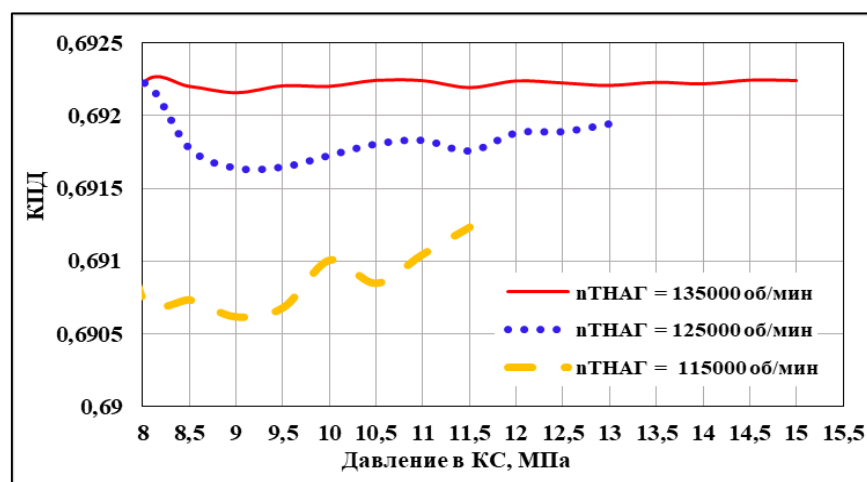


Рисунок 4.20 – Зависимость изменения КПД турбины ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

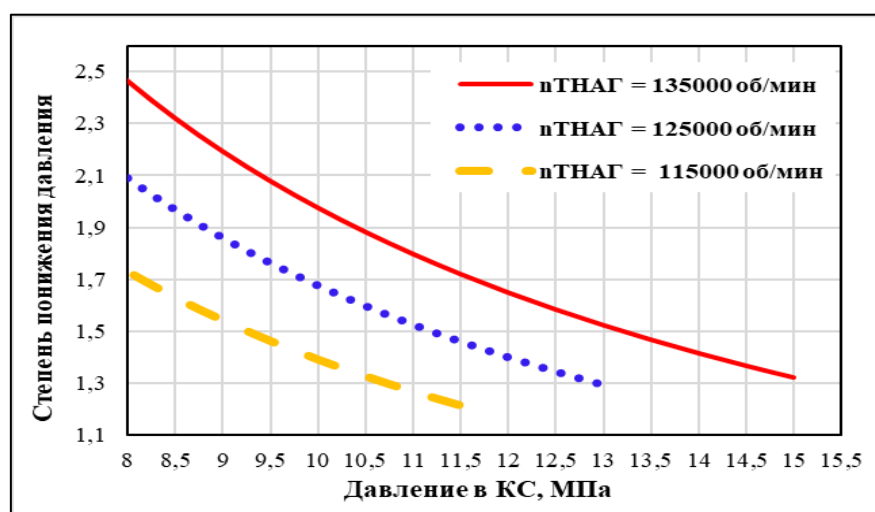


Рисунок 4.21 – Зависимость изменения степени понижения давления на турбине ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

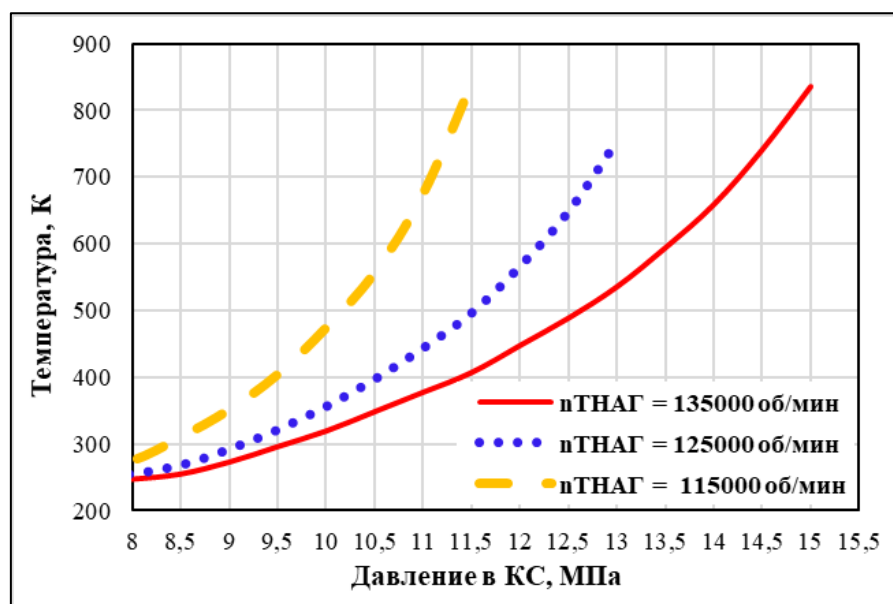


Рисунок 4.22 – Зависимость изменения температуры на выходе из турбины ТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ

Обеспечение потребного давления в КС по линии «Г» осуществляется путем изменения степени понижения давления на турбине ТНАГ, зависимость которой приведена на рисунке 4.21. Поэтому мощность и давление на выходе из насоса ТНАГ в основном зависит от оборотов ротора ТНАГ. При этом, согласно рисункам 4.15 и 4.16, незначительное изменение мощности и давления на выходе из насоса при постоянных оборотах ротора происходит из-за уменьшения расхода горючего в КС и потребного расхода для привода турбины ТНАГ. Стоит отметить, что с ростом оборотов ротора, т.е. с увеличением напора насоса, подогрев в агрегате будет увеличиваться, что показано на рисунке 4.18. Но это также связано с уменьшением КПД насоса (смотри рисунок 4.17) за счет его работы в области меньших Q/n .

Как указывалось ранее, энергетическая увязка параметров агрегатов ТНАГ достигается за счет определения потребного расхода рабочего тела турбины при заданной его температуры и давления на входе. С учетом зависимостей на рисунках 4.14, 4.15 и 4.16 было получено изменение потребного расхода турбины от давления в КС и оборотов ротора ТНАГ, представленное на рисунке 4.19. С ростом давления в КС потребный расход уменьшается за счет увеличения потребной температуры подогрева горючего в рубашке охлаждения, согласно рисунку 4.3. При этом необходимо иметь в виду, что зависимость, полученная на рисунке 4.3

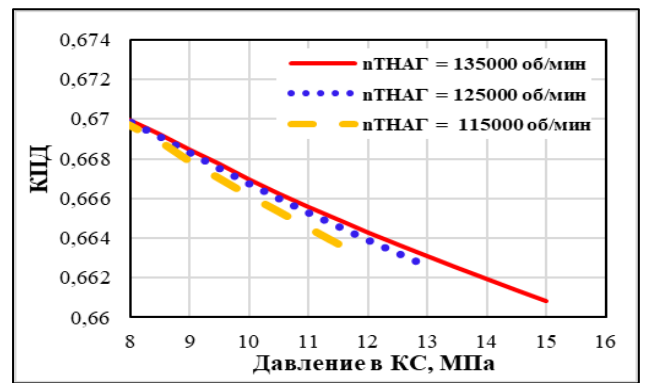
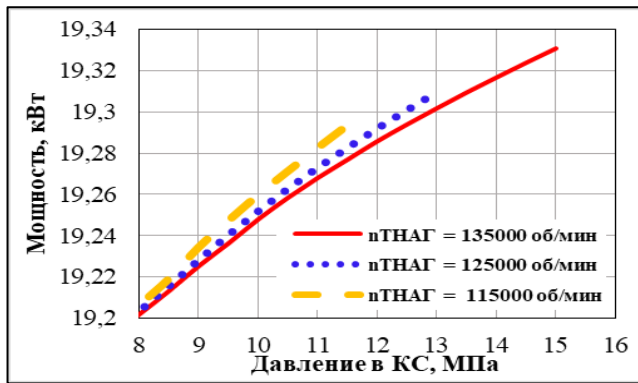
соответствует минимальной температуре горючего на выходе из ТО из условия обеспечения запаса по температуре стенок камеры. Поэтому потребный расход рабочего тела турбины ТНАГ непосредственно связан с температурой подогрева горючего в ТО и ее увеличение (как указано в разделе 4.2) ведет к снижению расхода при прочих равных условиях.

Увеличение оборотов ротора ТНАГ незначительно влияет на изменение потребного расхода турбины для давления в КС $p_{кс} \leq 11 \text{ МПа}$, тогда как для давления $p_{кс} \geq 11 \text{ МПа}$ достижение мощностного баланса агрегатов ТНАГ осуществляется при большей температуре подогрева водорода в ТО и с большим расходом турбины.

Учитывая вышеперечисленное, КПД турбины ТНАГ остается практически неизменной величиной, согласно рисунку 4.20. Это объясняется примерно постоянной относительной скоростью u/c за счет увеличения температуры рабочего тела на входе турбины с одной стороны и уменьшения степени понижения давления на турбине с другой стороны (смотри рисунок 4.21).

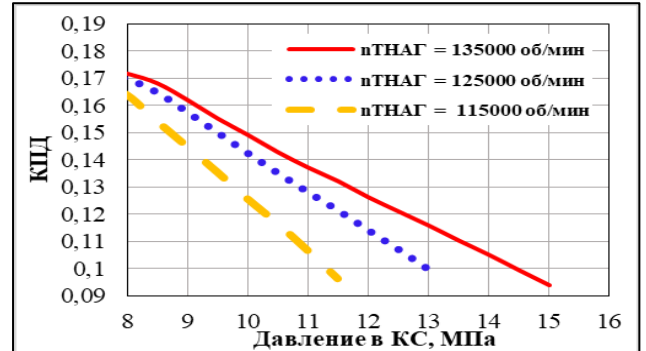
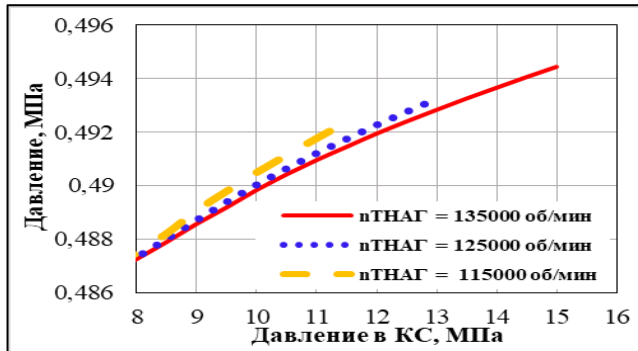
Также как и для турбины ТНАГ параметры газа на входе в турбину БТНАГ зависят от условий подачи. На рисунке 4.22 представлено изменение температуры рабочего тела на выходе из турбины ТНАГ. Согласно рисунку 4.21 с ростом давления в КС степень понижения давления на турбине уменьшается, поэтому расширение турбогаза в турбине происходит в меньшей степени. Но с увеличением оборотов ротора ТНАГ перепад на турбине увеличивается и температура рабочего тела на выходе из турбины уменьшается.

Достижение энергетического баланса агрегатов БТНАГ осуществляется после определения мощностного баланса ТНАГ, так как параметры турбины БТНАГ зависят от выходных параметров рабочего тела после турбины ТНАГ. На рисунке 4.23 приведены зависимости изменения энергетических параметров агрегатов БТНАГ от давления в КС и числа оборотов ротора ТНАГ.



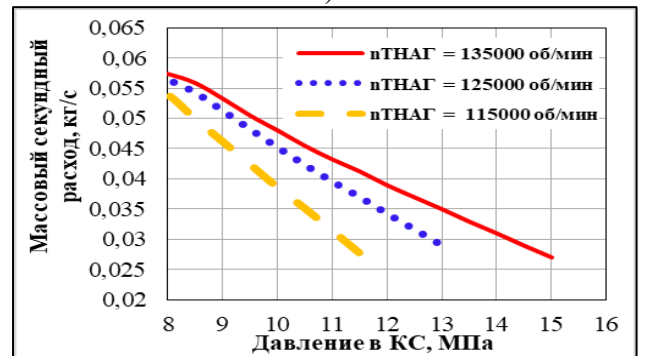
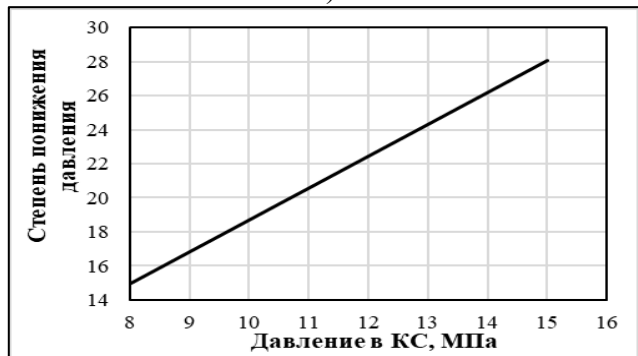
а)

б)



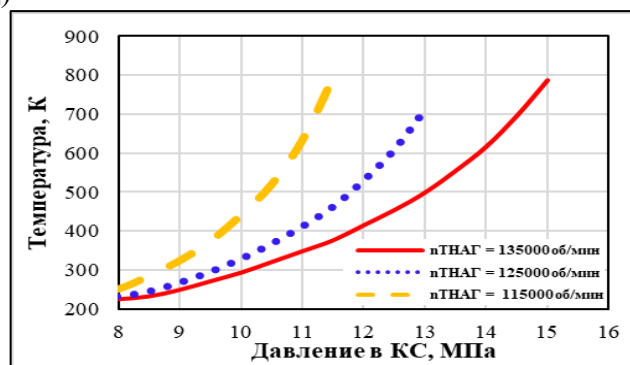
в)

г)



д)

е)



ж)

а) зависимость мощности насоса/турбины БТНАГ; б) зависимость КПД БНГ; в) зависимость давления на выходе из БНГ; г) зависимость КПД БТГ; д) зависимость степени понижения давления на турбине БТНАГ; е) зависимость массового секундного расхода БТГ; ж) зависимость температуры турбогаза на выходе из БТГ.

Рисунок 4.23 – Зависимости изменения энергетических параметров агрегатов БТНАГ от давления в КС

С увеличением давления в КС мощность насоса БТНАГ незначительно увеличивается за счет уменьшения КПД агрегата из-за уменьшения потребного расхода горючего в КС и потребного расхода рабочего тела для привода турбины БТГ. Но увеличение оборотов ротора ТНАГ незначительно влияет на КПД-характеристику БНГ (небольшое смещение по КПД объясняется увеличением потребного расхода рабочего тела БТГ). Согласно приведенной кавитационной характеристике основного насоса горючего, давление на выходе из БНГ остается также практически неизменным (небольшой рост давления на выходе из БНГ происходит из-за смещения работы насоса в область меньших Q/n).

Степень понижения давления на турбине БТНАГ зависит только от давления на выходе из турбины ТНАГ (т.е. от давления в КС, так как перепад давления на ней увеличивается с ростом давления в КС). Поэтому обеспечение мощности турбины, потребной для насоса, осуществляется путем определения потребного расхода рабочего тела при текущем давлении на входе (или степени понижения давления) с учетом температуры на входе (т.е. температуры на выходе из ТНАГ) и на выходе, что представлено на рисунке 4.23. При этом, если также учесть время работы двигателя (равное 560 с), то при давлении в КС $p_{\text{КС}} = 11,5 \text{ МПа}$ массу горючего в баке возможно снизить на 31,65 кг за счет уменьшения полного расхода в КС и потребного расхода для привода турбины БТНАГ (относительно $p_{\text{КС}} = 8 \text{ МПа}$) или уменьшить потерю водорода на 23,18 кг в случае сброса турбогаза за борт.

4.6 Анализ применения математической модели для обеспечения высокого удельного импульса тяги двигателя в рабочем диапазоне изменения давления в КС

В результате оптимизации параметров двигателя, а также на основе приведенных результатов выше и в работах [108, 110], выявлено, что максимальный УИТ двигателя, согласно рисунку 4.24, составляет $I_{\text{уд}} = 473 \text{ с}$ при следующих параметрах:

- давление в КС составило $p_{\text{КС}} = 11,5 \text{ МПа}$;
- число оборотов ротора ТНАГ $n_{\text{ТНАГ}} = 135000 \text{ об/мин}$;

– геометрическая степени расширения сопла $\varepsilon_a = 260$.

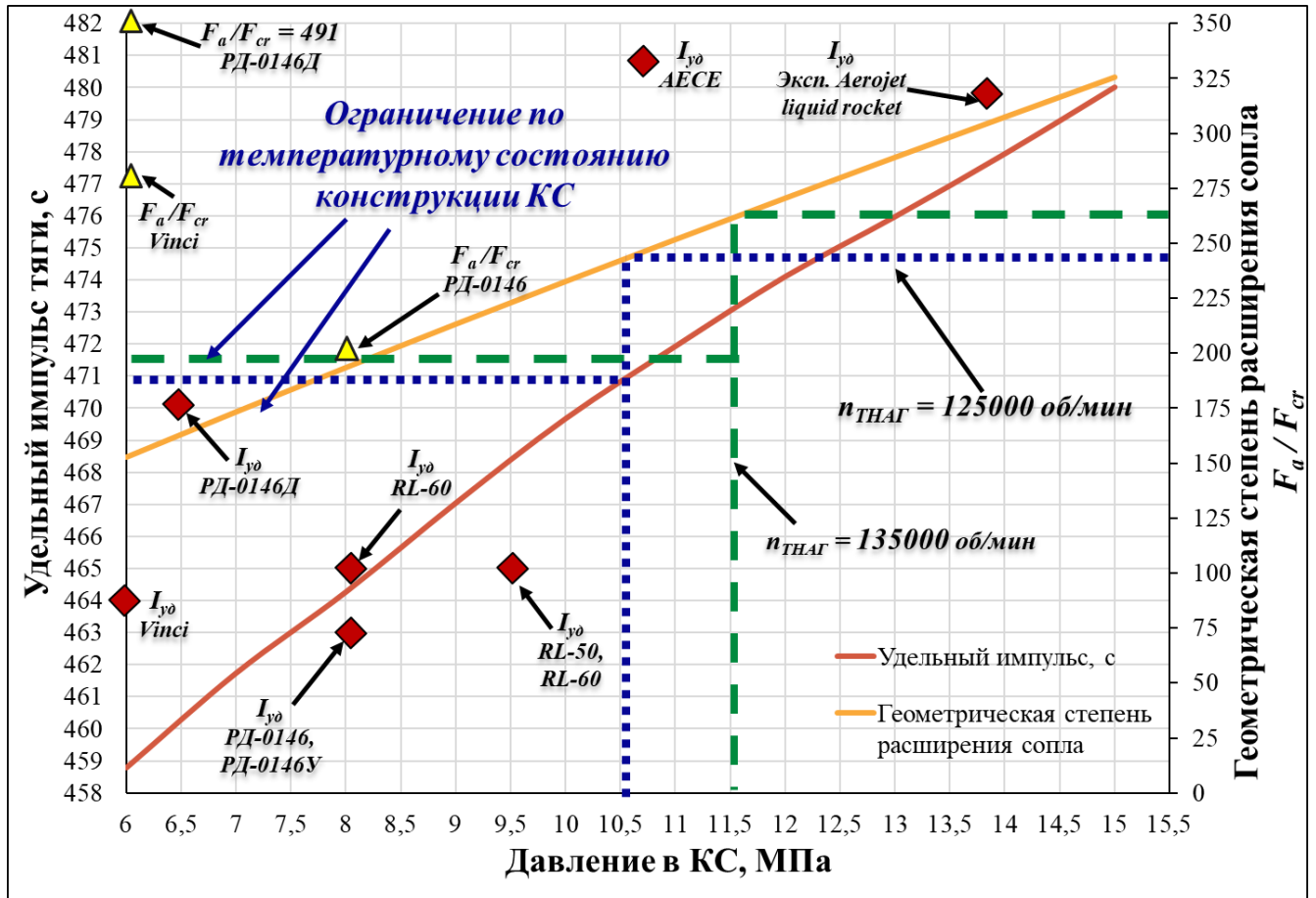


Рисунок 4.24 – Зависимость УИТ и геометрической степени расширения сопла безгазогенераторного ЖРД тягой 10 тс от давления в КС

Данные параметры обеспечиваются за счет подогрева водорода на выходе из ТО, равного $T_{2ТО} = 460$ К (смотри рисунок 4.3). При этом, согласно рисунку 4.24, температура в КС составляет $T_{КС} = 3615$ К. Как указывалось ранее, ограничение по температуре водорода после ТО (т.е. по его подогреву в рубашке охлаждения) и давлению в КС объясняется максимально допустимой температурой ребер, установленных на огневой стенке камеры: $T_p = 1050...1150$ К [108].

Уменьшение оборотов ротора ТНАГ сдвигает максимум по давлению в КС (с $p_{КС} = 11,5$ МПа, длинные пунктирные линии на рисунке 4.24) и УИТ двигателя в область меньших значений (до $p_{КС} = 10,5$ МПа, короткие пунктирные линии на рисунке 4.24) за счет трудности обеспечения надежного охлаждения КС и достижения энергетического баланса схемы двигателя.

Достижение давления в КС $p_{кc} > 11,5 \text{ МПа}$ и более высокого УИТ двигателя возможно, если также увеличить температуру рабочего тела турбин ТНАО и ТНАГ за счет дополнительного подвода тепла, как указывалось в разделе 4.2.

Выводы по главе.

1. Произведен расчет безгазогенераторной схемы ЖРД на номинальном режиме работы двигателя. Получены оптимальные параметры двигателя и его агрегатов, обеспечивающие заданную тягу, давление в КС и удельный импульс тяги двигателя. На основании данных результатов расчетов проведено расчетное исследование по обеспечению высоких энергетических параметров ЖРД в рабочем диапазоне изменения давления в КС.

2. Получены критерии по достижению энергетического баланса в зависимости от массового секундного расхода рабочего тела турбины ТНАГ, давления в КС, температуры водорода после рубашки охлаждения и числа оборотов ротора ТНАГ. Выявлено, что максимальный подогрев водорода на выходе из тракта охлаждения составил 460 К при давлении в КС $11,5 \text{ МПа}$ и числе оборотах ротора ТНАГ 135000 об/мин .

3. Проведена оценка влияния изменения энтальпии топлива на энергетические параметры камеры. Было получено, что разница по температуре продуктов сгорания в КС в случае учета изменения свойств топлива составляет 58 К . При этом увеличение оборотов ротора ТНАГ (т.е. увеличение напора основного насоса горючего) незначительно влияет на изменение энтальпии горючего по сравнению с увеличением температуры подогрева водорода в тракте охлаждения (разница по температуре в КС составила $5-7 \text{ К}$ при давлении подачи $25...30 \text{ МПа}$).

4. Исследовано влияние изменения давления в КС при фиксированной тяги ЖРД на энергетические и геометрические параметры двигателя и его агрегатов. Выявлено, что с ростом давления в КС достижение энергетического баланса двигателя становится более затруднительным за счет уменьшения КПД агрегатов ТНА и увеличения потребной температуры рабочего тела турбины ТНАО и ТНАГ. Также с ростом давления в КС двигатель ставится более

теплонапряженным за счет увеличения температуры подогрева хладагента в рубашке охлаждения с одной стороны, и из-за уменьшения суммарной площади теплообмена и роста теплового потока в огневую стенку КС с другой стороны.

5. Получено, что за счет изменения суммарного расхода топлива в КС, а также потребного расхода для привода турбин БТНАО и БТНАГ, при давлении в КС 11,5 МПа массу окислителя в баке возможно снизить (относительно $p_{КС} = 8$ МПа) на 764 кг, а массу горючего на 31,7 кг или уменьшить потерю водорода на 23 кг в случае сброса турбогаза за борт.

6. Выявлены критерии по обеспечению высокого удельного импульса тяги двигателя за счет интенсификации теплообмена в тракте охлаждения и числа оборотов ротора ТНАГ. Получено, что максимальный удельный импульс тяги двигателя составляет 473 с при давлении в КС 11,5 МПа, оборотах ротора ТНАГ 135000 об/мин и геометрической степени расширения сопла 260. При этом температура продуктов сгорания в КС составила 3615 К.

5. Выбор перспективных схем безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, обеспечивающие его высокие энергетические параметры

На основании полученных зависимостей, приведенных в разделе 4, выявлены рекомендации по схемным решениям рассматриваемого ЖРД. Данные схемы обеспечивают высокий УИТ двигателя в зависимости от давления в КС, оборотов ротора ТНАГ и температуры подогрева водорода в ТО.

Для начала были исследованы возможности штатной схемы (смотри рисунок 1.4) по обеспечению высоких энергетических параметров двигателя. Было выявлено, что при давлении в КС $6 \text{ МПа} \leq p_{\text{КС}} \leq 8 \text{ МПа}$ и оборотах ротора ТНАГ $n_{\text{ТНАГ}} \leq 115000 \text{ об/мин}$ УИТ двигателя равен $I_{\text{уд}} = 460 \dots 466 \text{ с}$ (также в зависимости от подогрева водорода в рубашке охлаждения). При этом подогрев водорода в ТО составил $T_{2\text{ТО}} = 280 \dots 312 \text{ К}$. Необходимо отметить, что полученные результаты показывают хорошее совпадение рассчитанных параметров рассматриваемого двигателя с параметрами ЖРД РД-0146, опубликованными в открытой печати [3, 55, 61, 65, 66, 67, 68]. Это позволяет сделать вывод о том, что другие результаты (при другом давлении в КС, оборотах ротора ТНАГ и т.д.), полученные по математической модели и не имеющие экспериментального подтверждения, также заслуживают доверия.

Дальнейшее исследование возможностей схемы по обеспечению высоких энергетических параметров двигателя осуществлялось путем поиска более выгодной подачи газообразного водорода на турбины ТНАО, ТНАГ с последующим дожиганием его в КС. При этом учитывалось в зависимости от давления в КС изменение температуры подогрева водорода в ТО и энергетических параметров агрегатов ТНА и БТНА.

Было выявлено, что увеличение оборотов ротора ТНАГ до $n_{\text{ТНАГ}} \leq 115000 \text{ об/мин}$ позволяет использовать более выгодную схему с дополнительном перепуском турбогаза за турбину ТНАГ, как приведено на рисунке 5.1. Данная схема обеспечивает УИТ двигателя $I_{\text{уд}} = \text{до } 467 \text{ с}$ при давлении в КС $p_{\text{К}} \leq 9 \text{ МПа}$ за счет возможности сброса лишнего турбогаза перед турбиной

ТНАГ (при определенных значениях подогрева водорода в рубашке охлаждения и в зависимости от давления подачи горючего в тракт). Наличие дополнительного перепуска турбогаза со входа в ТНАГ на вход в смесительную головку КС объясняется избыточной мощностью турбины. Поэтому схема, представленная на рисунке 5.1 и, согласно зависимостям на рисунке, более выгодна, если:

- температура водорода после ТО менее $T_{2то} < 350 \text{ K}$ при оборотах ротора ТНАГ $n_{\text{ТНАГ}} \leq 115000 \text{ об/мин}$;
- температура водорода после ТО менее $T_{2то} < 312 \text{ K}$ при оборотах ротора ТНАГ $115000 \text{ об/мин} < n_{\text{ТНАГ}} \leq 125000 \text{ об/мин}$.

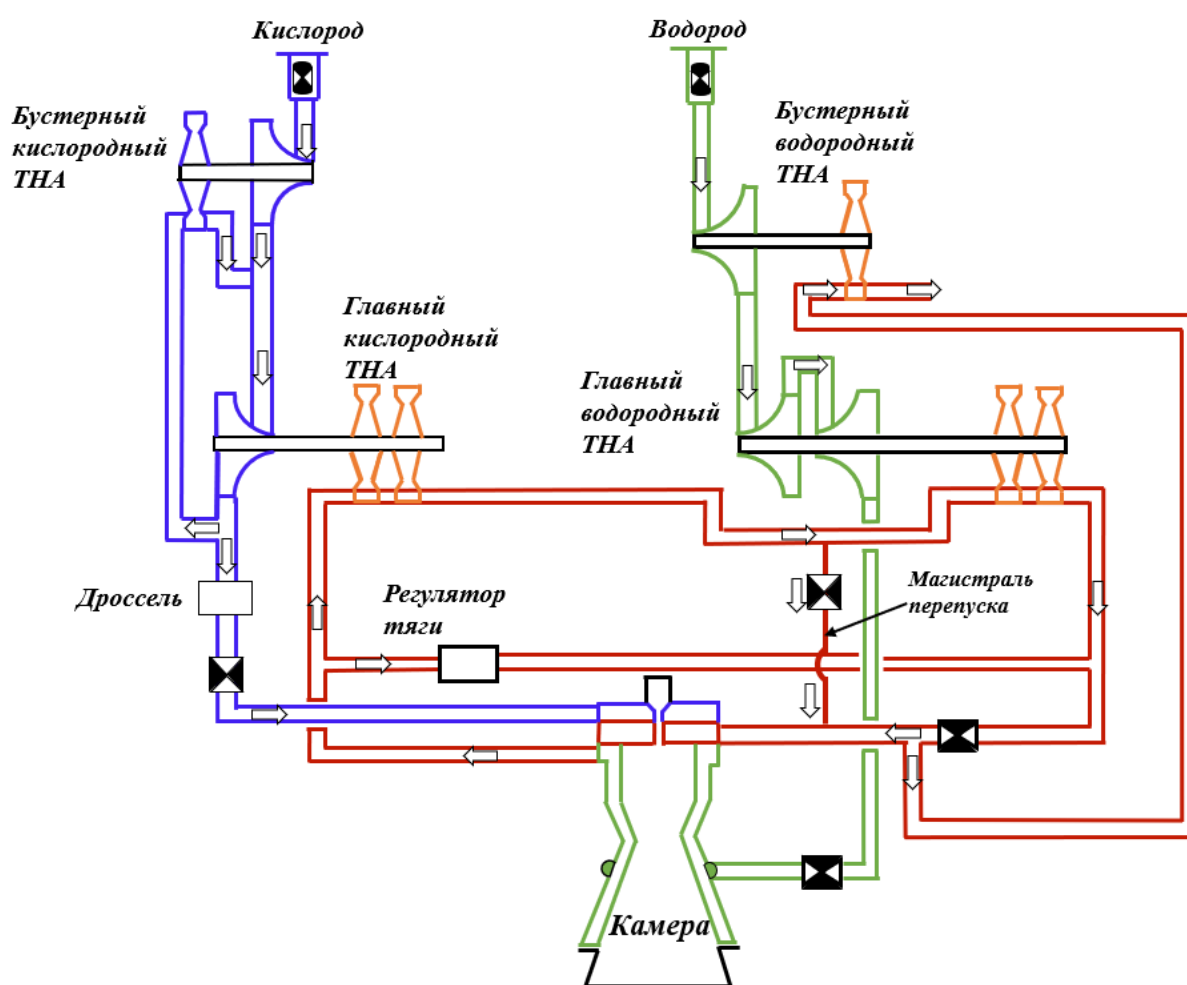


Рисунок 5.1 – Схема безгазогенераторного ЖРД с дополнительным отбором турбогаза со входа в ТНАГ на вход в смесительную головку КС

Достижение более высокого давления в КС $p_k > 9 \text{ МПа}$ реализуется схемой, приведенной на рисунке 5.2. Данная схема позволяет наиболее выгодно распределить расход турбогаза между турбинами ТНАО и ТНАГ в зависимости от

числа оборотов ротора ТНАГ, давления в КС и температуры рабочего тела турбины. При этом отработанный водород после ТНАО отбирается со входа в ТНАГ на вход в смесительную головку КС, либо отбирается после ТО на вход в ТНАГ.

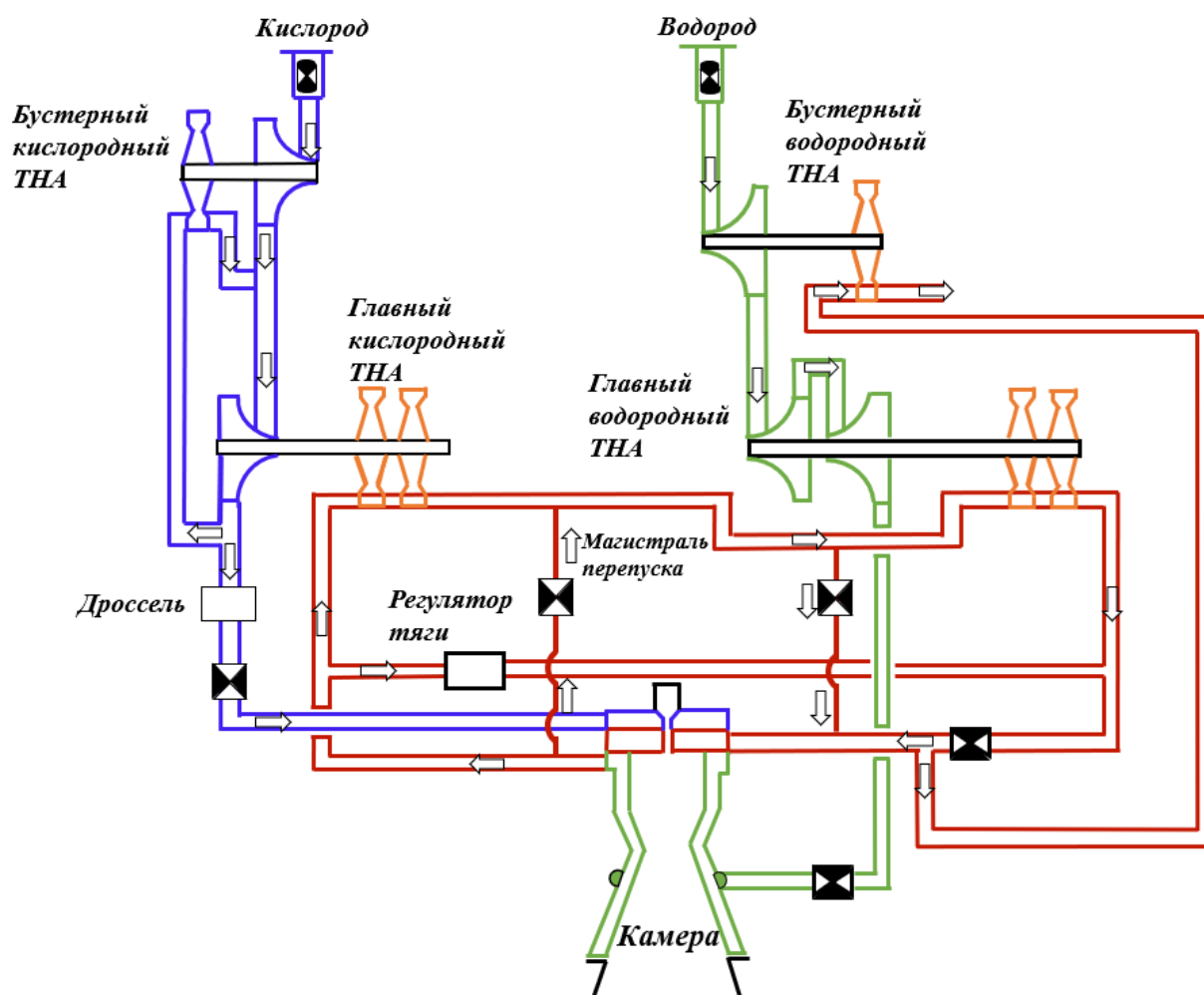


Рисунок 5.2 – Схема безгазогенераторного ЖРД с дополнительным отбором турбогаза с выхода из тракта охлаждения (или со входа в ТНАГ) на вход в ТНАГ (или на вход в смесительную головку КС)

Было выявлено, что при оборотах ротора $n_{\text{ТНАГ}} > 125000$ и давлении в КС $8,5 \text{ МПа} < p_{\text{к}} \leq 10,5 \text{ МПа}$ мощность турбины ТНАГ может оказаться избыточной в связи с лишним подогревом водорода в ТО $T_{2\text{ТО}} = 315 \dots 400 \text{ К}$. Поэтому часть расхода турбогаза после ТНАО отбирается на вход в смесительную головку КС. Но при дальнейшем увеличении давления в КС $p_{\text{к}} > 10,5 \text{ МПа}$ (до $11,5 \text{ МПа}$) достижение энергетического баланса агрегатов ТНАГ осуществляется путем добавления небольшого количества газообразного водорода через перепускную магистраль,

установленную между выходом из ТО и турбины ТНАО, как указано на рисунке 5.2. Это объясняется трудностью обеспечения потребной мощности турбины ТНАГ при увеличении давления в КС несмотря на высокие значения подогрева водорода в ТО (до 460 К). При этом данная схема позволяет обеспечить УИТ двигателя до 473 с.

Дальнейшее увеличение давления в КС с целью повышения УИТ двигателя при том же расходе рабочего турбины ТНАГ (относительно давления в КС $p_k = 11,5$ МПа) возможно за счет дополнительного подогрева горючего, способы которого предложены в разделе 4.

Выводы по главе.

1. Проведен анализ по достижению высоких энергетических параметров двигателя за счет применения штатной схемы питания двигателя. Выявлено, что данная схема обеспечивает УИТ двигателя $I_{уд} = 460...466$ с при давлении в КС $p_k = 6...8$ МПа и оборотах ротора ТНАГ $n_{тнаг} \leq 115000$ об/мин за счет подогрева горючего в тракте охлаждения $T_{2то} = 280...312$ К;

2. Предложена схема с дополнительным перепуском турбогаза (помимо отбора на регулятор тяги) со входа в ТНАГ на вход в смесительную головку КС. Данная схема обеспечивает УИТ двигателя $I_{уд} = 460...468$ с при давлении в КС $p_k = 6...9$ МПа и оборотах ротора ТНАГ $125000 \leq n_{тнаг} \leq 115000$ об/мин за счет подогрева горючего в тракте охлаждения $T_{2то} = 280...350$ К;

3. Схема с дополнительным отбором турбогаза (помимо отбора со входа в ТНАГ на вход в смесительную головку камеры при давлении в КС менее 9 МПа) с выхода из тракта охлаждения на вход в ТНАГ (при давлении в КС более 9 МПа) обеспечивает УИТ двигателя $I_{уд} = 460...473$ с при давлении в КС $p_k = 6...11,5$ МПа и оборотах ротора ТНАГ $135000 \leq n_{тнаг} \leq 115000$ об/мин за счет подогрева горючего в тракте охлаждения $T_{2то} = 300...460$ К.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Разработана математическая модель безгазогенераторного кислородно-водородного ЖРД, описывающая его квазистатические рабочие процессы и позволяющая проводить проектно-исследовательские работы в области расчета и проектирования двигателя.

2. Разработана методика расчета и программно-математическое обеспечение расчета параметров ЖРД, реализованное на языке программирования Python и позволяющие проводить вариантыные расчеты для определения границ изменения удельного импульса тяги и давления в КС с учетом энергетического баланса агрегатов ТНА и БТНА, теплового состояния конструкции камеры и влияния изменения энтальпии топлива на энергетические параметры двигателя.

3. Предложены способы достижения высоких энергетических параметров безгазогенераторного ЖРД (давление в КС и удельный импульс тяги двигателя) на номинальном режиме работы двигателя и в рабочем диапазоне изменения давления в КС.

4. При помощи разработанной математической модели получены критерии по обеспечению высоких энергетических параметров двигателя в диапазоне изменения давления в КС (от 6 до 11,5 МПа), обуславливаемые степенью интенсификации теплообмена в рубашке охлаждения, геометрическими параметрами камеры, тепловым состоянием конструкции КС и энергетическими параметрами агрегатов ТНАО и ТНАГ.

5. Предложены схемные решения ЖРД тягой 10 тс, обеспечивающие удельный импульс тяги двигателя 467-473 с:

– для давления в КС от 6 до 9 МПа рекомендована схема с отбором турбогаза (помимо отбора на регулятор тяги) со входа в ТНАГ на вход в смесительную головку КС, при этом удельный импульс тяги двигателя составляет 460-468 с;

– достижение более высокого давления в КС возможно при использовании схемы с дополнительным отбором турбогаза (помимо отбора со входа в ТНАГ на вход в смесительную головку камеры при давлении в КС менее 9 МПа) с выхода из

тракта охлаждения на вход в ТНАГ (при давлении в КС более 9 МПа); при этом данная схема обеспечивает давление в КС до 11,5 МПа, а удельный импульс тяги двигателя равен 473 с.

6. Получено, что за счет изменения суммарного расхода топлива в КС, а также потребного расхода для привода турбин БТНАО и БТНАГ, при давлении в КС 11,5 МПа массу окислителя в баке возможно снизить (относительно давления в КС 8 МПа) на 764 кг, а массу горючего на 31,7 кг или уменьшить потерю водорода на 23 кг в случае сброса турбогаза за борт.

7. Дальнейшее увеличение энергетических параметров кислородно-водородного безгазогенераторного ЖРД возможно за счет подвода дополнительного тепла к горючему с помощью:

- применения теплообменного аппарата, установленного перед входом в тракт охлаждения двигателя или в составе восстановительного газогенератора;
- трубки Фильда, введенной в КС.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Горохов В.Д., Жовтый А.И., Мартыненко Ю.А. Исследование возможности запуска и останова кислородно-водородного двигателя с газогенератора по безгенераторной схеме //КБ Химавтоматики. Научно-технический юбилейный сборник 1941-2001 гг, ИПФ Воронеж 2001. с. 119-126.
2. Горохов В.Д., Лобов С.Д., Пронякин М.И. Кислородно-водородные двигатели с кольцевой камерой и тарельчатым соплом. //КБ Химавтоматики. Научно-технический юбилейный сборник 1941-2001 гг, ИПФ Воронеж 2001. с. 106-111.
3. КБ Химавтоматики. Научно-технический юбилейный сборник 1941-2001. ИПФ «Воронеж», Воронеж, 2001.
4. Лебединский Е.В. Компьютерные модели жидкостных ракетных двигателей / Е.В. Лебединский; под ред. В.Н. Коротева – М.: Машиностроение, 2009, – 376 с
5. Лебединский Е.В. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование / Е.В. Лебединский; под ред. В.Н. Коротева – М.: Машиностроение, 2008, – 512 с.
6. Калмыков Г.П., Лебединский Е.В., Тарарышкин В.И., Елисеев И.О. // Безгенераторный ЖРД тягой 200 т.с. на углеводородном горючем [Электронный ресурс] // Space Launcher Liquid Propulsion: 4th Int. Conf. on Launcher Techn. Liege (Belgium), 3–6 декабря, 2002. – С. 2–9. – URL: <https://el.bok2.org/dl/3136783/f689d5> (дата обращения: 10.06.2019).
7. Takeshi Kanda, Masaki Sato, Toshia Kimura, Hiroya Asakawa. Expander and coolant-bleed cycles of methane-fueled rocket engines // The Japan Society for Aeronautical and Space Sciences: Vol. 61, No 3, 2018, pp. 106-118
8. Arnold R., Suslov D.I. Investigation of film cooling efficiency in a High-Pressure Subscale LOX/H₂ Combustion Chamber // German Aerospace Center (DLR): AIAA JOURNAL, 2011. – 11 p.

9. Marco Leonardi, Francesco Nasuti, Marcello Onofri. Basic Analysis of a LOX/Methane Expander Bleed Engine // 7th European Conference For Aerotautics and Aerosapce Scinces (EUCASS), 11 p.
10. M.Ortelt, A. Herbertz and H. Hald. Investigations on Fibre Reinforced Combustion Chamber Structures under Effusion Cooled LOX/LH2 Operation // German Aerospace Center (DLR): 45th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 2 - 5 August 2000, Denver, Colorado. AIAA 2009-5475, 17 p.
11. Sabato Massimo. Development of LRE Cooling System Module in a Concurrent Engineering Approach // Tesi di Laurea in Macchine e Sistemi Energetici, Università degli Studi della Basilicata, 126 p.
12. Barbara Betti. Flow Field and Heat Transfer Analysis of Oxygen / Methane Liqui Rocket Engine Thrust Chambers // Ph.D. Thesis, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale Dottorato di Ricerca in Tecnologia Aeronautica Spaziale XXIV Ciclo, June 2012, 147 p.
13. Ernst R.R.L. Liquid Rocket Analysis (LiRA) Development of a Liquid Bi Propellant Rocket Engine Design, Analysis and Optimization Tool // Master of Science Thesis, Space Systems Engineering, Delf University of Technology, May 2014, 270 p.
14. Александренков В.П. Расчет наружного проточного охлаждения камеры ЖРД. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 74 с. Салахутдинов Г.М. Развитие методов теплозащиты в жидкостных ракетных двигателях. М.: Наука, 1984. 256 с.
15. Sarvesh Janarthanan. A statistical model for liquid propellant rocket engine dry weight // Auburn Unuversity, Alabama, December 2019, p.93.
16. Pempie P., Boccaletto L. LOX/CH4 Expander Upper Stage Engine // 55th International Astronautical Congress, Vancouver, British Columbia, October 2004, 9 p.
17. Antonio Cantiani. Design of a Centrifugal Pump For an Expander Cycle Rocket Engine // Tesi di Laurea in Macchine e Sistemi Energetici, Università degli Studi della Basilicata, 2015, 96 p.

18. Masataka Nosaka, Takahisa Kato. Cryogenic tribology in high-speed bearing and shaft of rochet turbopumps // Tribology – Fundametals and Advancements, Japan, 46 p.
19. William S. Strain. Design of and oxygen turbopump for a dual expander cycle rocket engine // Air force institute of technology, USA, March 2008, 84 p.
20. Овсянников Б.В., Боровский Б.И. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1986. – 375 с.
21. Боровский Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов. М.: Машиностроение, 1989. – 184 с.
22. Боровский Б.И., Ершов Н.С., Овсянников Б.В., Петров В.И., Чебаевский В.Ф., Шариро А.С. Высокооборотные лопаточные насосы. М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
23. А.А. Козлов, В.Н. Новиков, Е.В. Соловьев Системы питания и управления жидкостных ракетных двигательных установок. – М.: Машиностроение, 1988, – 351с.
24. Сарнер С. Химия ракетных топлив. – М.: Мир, 1969, – 488 с.
25. М.С. Штехер. Топлива и рабочие тела ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1976, – 301 с.
26. Сердюк В.К., Толяренко Н.В. Межорбитальные аппараты. «Ракетостроение и космическая техника» (Итоги науки и техники, т. 9, ВИНТИ АН СССР), М., 1985, 9, с. 3-288.
27. George P. Sutton. History of liquid propellant rocket engines // AIAA, Reston, Virginia, 2006, p. 325.
28. Huffaker F., Kelly D. L. Next Generation In-Space Transportation Systems. Briefing for NASA/Pennsylvania State University Transportation Propulsion Symposium, Huntsville, Alabama, June 25-28, 1990.
29. Orbital Transfer Vehicle: Concept Definition and System Analysis Study. Midterm Review (Martin Marietta Corp.) NASA-CR-183551, July 22 1987.
30. Project Freebird. An Orbital Transfer Vehicle. MIT. Spring 1994. NASA-CR-197201. 338 p.

31. George C. Launch vehicle engines project development plan // Marshall space flight center, NASA. January 1967, p.131.
32. RL10 Liquid rocket engine. Installation Handbook // Pratt & Whitney Aircraft Eastern Field Engineering. Los Angeles, California, March 1996, p.120.
33. Francesco Di Matteo, Marco De Rosa, Carcello Onofri. Transient simulation of the RL-10A-3-3A rocket engine // Space Propulsion Conference,
34. Шляхов В.И., Овчинников С.В. ЖРД безгенераторной схемы для межорбитальных буксиров. Обзор по материалам зарубежной печати за 1980-1990 гг. Центр научно-технической информации "Поиск", ГОНТИ-8. 1991.
35. RL10B-2 Propulsion System // Pratt & Whitney Rocketdyne. www.pw.utc.com.
36. Wolfgang Kische. Operation of Cryogenic rocket Engine // German Aerospace Center (DLR), October 2010, 141 p.
37. Michael P. Binder. A Transient Model of the RL10A-3-3A Rocket Engine // AIAA-95-2968, July 1995, 26 p.
38. Michael P. Binder. RL10A-3-3A Rocket Engine Modeling Project // NASA Technical Memorandum 107318, January 1997, 184 p.
39. Bullock J.R., Santiago J.R. Program Status of the Pratt & Whitney RL60 Engine // Pratt & Whitney Space Propulsion, 8 p.
40. William Sack, Kenji Kishimoto, Akiro Ogawara, Kimito Yhoshikawa, Masahiro Atsumi. The MB-60 Cryogenic Upper Stage Engine – A World Class Propulsion System, 2009-a-03, 6 p.
41. Sack W., Watanabe J., Atsumi M., Nakanishi, H., «Development Progress of the MB-XX Cryogenic Upper Stage Rocket Engine», AIAA 2003-4486, 39th Joint Propulsion Conference, Huntsville, Alabama, July 20-23, 2003.
42. Затонский А.В. Численное моделирование и расчет течения и теплообмена в системе с межканальной транспирацией теплоносителя: дис. канд. техн. наук. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 106 с.
43. Пелевин Ф.В., Авраамов Н.И., Семенов П.Ю. Новый подход к охлаждению ракетного кислородно-керосинового двигателя // Научное издание

МГТУ им. Н.Э. Баумана «Наука и Образование». Эл № 2 ФС 77 – 48211, 2012. – 12 с.

44. Byrd, T. 2010. The J-2X Upper Stage Engine: From Design to Hardware. In: Proceedings of 46th SIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit. Paper AIAA 2010-6968.

45. Richard O. Ballard. Next-Generation RS-25 Engines for the NASA Space Launch System // 7th European Conference For Aeronautics and Space Sciences, EUCASS20017-140, 2017, 7 p.

46. Ballard, R. 2015. SSME to RS-25: Challenges of Adapting a Heritage Engine to a New Vehicle Architecture. In: Proceedings of 6th European Conference for Aeronautics and Space Sciences (EUCASS). Paper 374.

47. Гахун Г.Г. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей: учебник для высших учебных заведений / Г.Г. Гахун; под ред. Г.Г. Гахуна – М. : Машиностроение, 1989, – 424 с.

48. Pauckert R., A. Zachary A., DeGaetano E. Cryogenic Upper Stage Test Bed Engine. AIAA/ISAE/ASME/ASEE 21st Joint Propulsion Conference., July 8-10, 1985 / Monterey California, AIAA-85-1339.

49. Warren R. Hayden. Orbital Transfer Rocket Engine Technology. Advanced Engine Study. Task D.6. Final Report. Aerojet TechSystems. Sacramento, CA 95813. June 1992.

50. Warren R. Hayden, Ralph Sabiers, Judy Schneider. Final report. 7.5K lbf thrust engine preliminary design for orbit transfer vehicle. Task D.5. Aerojet Propulsion Division, Sacramento, CA 95813, December 1992.

51. Шляхов В.И.. Пневмогидросистемы криогенных двигательных установок межорбитальных буксиров: учеб. пособие/ В.И. Шляхов; под ред. В.С. Хохулина. – М : Изд-во МАИ, 1991. – 61 с.

52. Беляков В. А., Василевский Д. О. Перспективные схемные решения безгазогенераторных двигателей // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2019. № 58, С. 69–86. Doi: 10.15593/2224-9982/2019-58-06

53. M.H. Naraghi, Dunn S., Coats D. Dual Regenerative Cooling Circuits for Liquid Rocket Engines (Preprint) // American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2006, 18 p.
54. Marcel Pouliquen, Gerges S. Gill. Performance Characteristics of the HM7 Rocket Engine for the Ariane Launcher // AIAA J. Spacecraft, vol. 16, NO. 6, November 1979, pp. 367-372.
55. Иванов А.В., Белоусов А.И., Дмитренко А.И. Турбонасосные агрегаты кислородно-водородных ЖРД. – Воронеж, Изд-во ГОУВПО, 2011. – 286 с.
56. Vinci. Snecma - Communications Department - June, 2006. – <http://www.snecma.com>
57. Baard Krigen. Volvo Aero Developes and manufactures the turbines // Nordicspace, p. 15.
58. Artyom Romanov. Rocket Engine System Analysis. Vinci Engine Turbines Analysis, Volvo Aero Corp. Division of Applied Thermodynamics and Fluid Dynamics Linköping / Trollhättan, Sweden 2008, 108 p.
59. Kenjiro Kamijo, Hitoshi Yamada, Norio Sakazume, Shogo Warashina. Development History of Liquid Oxygen Turbopumps. Developmental History of Liquid Oxygen Turbopumps for the LE-7 Engine // Trans. Japan. Soc. Aero. Space Sci, Vol 44, No 145, 2001, pp. 155-163.
60. Yoshiro Naruo, Nobuhiro Tanatsugu, Koichi Suzuki. Development Study of LOX/LH2 High Pressure Expander Cycle Engine // JSTS, Vol. 4, No 1, 10 p.
61. КБ Химавтоматики. Научно-технический юбилейный сборник 1941-2011. ИПФ «Воронеж», Воронеж, 2011.
62. Горохов В.Д. Исследование возможности создания камеры ЖРД с кольцевым критическим сечением, расположенным в сверхзвуковом сопле. // Вестник Воронежского Государственного Технического Университета, Т. 5, № 1, 2009. – С. 114-119.
63. И. Черный. «Эпопея «Пятьдесят шестого». // «Новости космонавтики» № 3, 2000, – 7 с.

64. А.Г. Галеев. Об опыте отработки ракетных двигателей и энергетических установок на водородном топливе и проблемы обеспечения их безопасности. // International Scientific Journal for Alternative Energy and Ecology ¹ 7(51) 2007 Scientific Technical Centre «ТАТА», 2007, – 14 с.
65. Гуртовой А.А., Лобов С.Д., Рачук В.С., Шостак А.В. Работы КБ Химавтоматики по созданию кислородно-водородных жидкостных ракетных двигателей. // Космическая Техника и Технологии, № 1 (4), 2014, – 7 с.
66. V. Rachuk, N. Titkov, The First Russian LOX-LH2 Expander Cycle LRE: RD0146. 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit. 9 - 12 July 2006, Sacramento, California. AIAA 2006-4904.
67. Y. Demyanenko, A. Dmitrenko, A. Ivanov, V. Pershin, A. Shostak, G. Zelkind, A. Minick, R. Bracken. Ground Test Demonstrator Engine Boost Turbopumps Design and Development. // 41st AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, July 2005, Tucson, Arizona. AIAA 2005-3945, 9 p.
68. Гончаров Г.И., Гуртовой А.А., Липлявый И.В и др. Создание кислородно-водородных жидкостных ракетных двигателей семейства РД0146 для верхних ступеней и разгонных блоков перспективных ракет-носителей. // Международный научный журнал «Космонавтика», 2012. № 1-2, С. 8–23.
69. Беляев Е.Н., Чванов В.К., Черваков В.В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей: Учебник / Е.Н. Беляев, В.К. Чванов; В.В. Черваков, под ред. В.К. Чванова – М.: Изд-во МАИ, 1999, – 228 с.
70. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели, Основы проектирования: учебник для высших учебных заведений / под ред. Д.А. Ягодникова – 3 е изд., доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 461 с.
71. NIST Chemistry WebBook. Thermophysical Properties of Fluid Systems // National Standards and Technology. <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
72. Беляев Н.М. Расчет пневмогидравлических систем ракет: учебник для высших учебных заведений / под ред. Гришина С.Д. – М.: Машиностроение. 1983 – 226 с.

73. Боровик И.Н. Разработка технического облика двигательной установки межорбитального транспортного аппарата многократного использования: дис. канд. техн. наук. – М.: МАИ, 2011. – 165 с.
74. Беляков В. А., Василевский Д. О., Ермашкевич А.А. и др. Развитие концепции многоразового жидкостного ракетного двигателя на трёхкомпонентном топливе / В. А. Беляков, Д. О. Василевский, А. А. Ермашкевич и др. // Сибирский аэрокосмический журнал. 2021. Т. 22, № 1. С. 121–136. Doi: 10.31772/2712-8970-2021-22-1-121-136.
75. Кудрявцев В.М. и др. Основы теории и расчёта жидкостных ракетных двигателей: учебник для высших учебных заведений / В.М. Кудрявцев ; под ред. В.М. Кудрявцева – 2 е изд., доп. – М. : Высш. школа. 1975 – 656 с.
76. Borovik I.N, Kozlov A.A. Determination method of optimum main design parameters of LOx-LH2 expander-cycle LRE for reusable OTV (orbital transfer vehicle). The 60th International Astronautical Congress, Daejeon, Republic of Korea, IAC-09.C4.1.10.
77. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
78. Краев М.В., Лукин В.А., Овсянников Б.В., Малорасходные насосы авиационных и космических систем – М.: Машиностроение, 1985. – 128 с.
79. Demyanenko Y., Dmitrenko A., Rachuk V., Shostak A. Single-Shaft Turbopumps in Liquid Rocket Engines // 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Sacramento, California July 2006, AIAA 2006-4377, 10 p.
80. Bouley S.A., Grabowski R.C., Rachuk V.S., Dmitrenko A.I., Ivanov A.V. Unified Low-Risk Single-Shaft Turbopump for Cryogenic Expander-Cycle Rocket Engines. // 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, July 2010, Nashville, TN, AIAA 2010-7130, 14 p.
81. Toru Tsukano, Naoki-Nagao, Hiroshi Tomaru, Toru Kuga. Component tests of a LOX/methane full-expander cycle rocket engine: Single-shaft LOX/methane turbopump. // 8th European conference for aeronautics and space sciences, EACASS2019-301, 2019, 11 p.

82. Nobuyuki Yatsuyanagi. Establishment of Design Method for Liquid Hydrogen Regenerative Cooling Combustor of LOX/Hydrogen Rocket Engine. // Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci. Vol. 51, No. 174, pp. 259–266, 2009

83. Патент 2610624, Российская Федерация, МПК6 F 02 К 9/46. Камера жидкостного ракетного двигателя/ Климов В. Ю.; заявитель Климов В. Ю. № 2016101735 ; заявл. 20.01.2016 ; опубл. 14.02.2017. 7 с.

84. United States Patent 8250853B1. Hybrid Expander Cycle Rocket Engine / Inventor Alex Pinera, № 13/028,429, US, Jupiter, FL; Filed: 16.02.2011, Data of Patent 28.08.2012. 9 p.

85. United States Patent 4583362. Expander-Cycle, Turbine-Drive, Regenerative Rocket Engine / Inventor William R. Wanger. 725,150, US, Los Angeles, Calif.; Filed: 22.04.1985, Data of Patent 22.04.1986. 7 p.

86. Малышев Г.В., Блейх Х.С., Зернов В.И. Проектирование автоматических космических аппаратов. Вероятностные методы анализа. – М.: Машиностроение, 1982. – 152 с.

87. В.Ф.Сафранович, Л.М.Эмдин. Маршевые двигатели космических аппаратов. Выбор типа и параметров. – М.: Машиностроение, 1980, – 340 с.

88. Python programming language. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.python.org/> (дата обращения: 15.04.2022).

89. Беляев Е.Н., Воробьев А.Г. Энергетическая увязка параметров проектируемого жидкостного ракетного двигателя: учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 2015. – 38 с.

90. Овсянников Б.В., Кравчик И.И., Боровский Б.И. Оптимизация параметров системы питания двигательных установок с бустерными насосами: учебное пособие. – М. Изд-во МАИ, 1992. – 40 с.

91. Березанская Е.Л., Кесаев Х.В., Кудрявцев Л.В., Курпатенков В.Д. Методические указания для дипломного проектирования и по выбору и расчету основных параметров схемы двигателя с турбонасосной подачей топлива: учебное пособие / под ред. Курпатенкова В.Д. – М.: Изд-во МАИ, 1979, – 35 с.

92. Козлов А.А. Выбор топлива, схемы и основных параметров жидкостной ракетной двигательной установки на ранних этапах проектирования: учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1997. – 48 с.
93. Хорлокк Дж.Х. Осевые турбины (газовая динамика и термодинамика). – М.: Машиностроение, 1972. – 211 с.
94. Korpela S.A. Principles of turbomachinery. – Hoboken, New Jersey, 2011. – 467 p.
95. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины. Часть 1. Теория и проектирование ступени газовой турбины: учебное пособие / под ред. Осипова М.И. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 116 с.
96. Михальцев В.Е., Моляков В.Д. Теория и проектирование газовой турбины. Часть 2. Теория и проектирование многоступенчатой газовой турбины: учебное пособие / под ред. Осипова М.И. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 1116 с.
97. Ржавин Ю.А., Емин О.Н., Красёв В.Н. Лопаточные машины двигателей летательных аппаратов: Теория и расчет. – М.: Изд-во МАИ, 2008. – 699 с.
98. Боровский Б.И., Кравчик Н.И., Толстиков Л.А. Гидравлический расчет шнекового бустерного насоса: учебное пособие / под ред. Кравчика Н.И. – М.: Изд-во МАИ, 1987. – 52 с.
99. Боровский Б.И., Кравчик Н.И., Толстиков Л.А. Расчет гидротурбопривода и бустерного насоса: учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1988. – 51 с.
100. Овсянников Б.В., Селифонов В.С., Черваков В.В. Расчет и проектирование шнекоцентробежного насоса: учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1996. – 72 с.
101. Н.И. Кравчик, Р.Ш. Хисамбеев. Расчет гидротурбошнекового бустерного насоса: учебное пособи / под ред. Кузнецова М.И. – М.: Изд-во МАИ, 1974. – 34 с.

102. Кравчик Н.И., Снетков М.А., Хисамбеев Р.Ш. Выбор параметров и расчет осевого многоступенчатого насоса: учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1973. – 48 с.
103. Огонесян А.В. Разработка метода расчета и проектирования водородных турбодетандеров с улучшенными эксплуатационными характеристиками: дис. канд. техн. наук. – Воронеж: ВГТУ, 2006. – 104 с.
104. Панайотти С.С., Савельев А.И., Кузнецов А.В. Автоматизированный расчет и проектирование высокооборотного шнекоцентробежного насоса: учебное пособие. – Калуга: МГТУ им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), 2008. – 70 с.
105. Микрюков В.В. Курс термодинамики / под ред. Коваленко В.Л. – М.: Изд-во Министерства Просвещения РСФСР, 1960, 236 с.
106. Сточек Н.П., Шапиро А.С. Гидравлика жидкостных ракетных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. 128 с.
107. Беляков В. А., Василевский Д. О., Ермашкевич А.А. и др. Проектирование системы охлаждения многофазового жидкостного ракетного двигателя на трёхкомпонентном топливе / В. А. Беляков, Д. О. Василевский, А. А. Ермашкевич и др. // Сибирский аэрокосмический журнал. 2021. Т. 22, № 2. С. 316–327. Doi: 10.31772/2712-8970-2021-22-2-316-327.
108. Василевский Д. О. Повышение удельного импульса кислород-водородного жидкостного ракетного двигателя за счёт увеличения теплоотдачи в камере сгорания / Д. О. Василевский // Сибирский аэрокосмический журнал. 2022. Т. 23, № 1. С. .
109. Березанская Е.Л., Курпатенков В.Д., Надеждина Ю.Д. Расчет наружного проточного охлаждения. – М.: МАИ, 1977. – 52 с.
110. Беляков В. А. Выбор энергетических параметров кислородно-водородного безгазогенераторного жидкостного ракетного двигателя// Сибирский аэрокосмический журнал. 2022. Т. 23, № 1. С. .
111. Алемасов В.Е. Основы теории физико-химических процессов в тепловых двигателях и энергетических установках / под ред. М.Ф. Величенко – М.: Химия, 2000, 520 с.

112. Coolprop. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.coolprop.org> (дата обращения: 25.03.2021).

113. Термодинамические и теплофизические свойства индивидуальных веществ. Справочник в 2-х томах. Издание второе. Под редакцией академика Глушко В.П. – М.: Изд-во АН СССР, 1962.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Основные параметры двигателя и его агрегатов на расчетном режиме работы двигателя

Таблица А1 – Основные параметры двигателя и его агрегатов на расчетном режиме работы двигателя

Наименование параметра	Значение параметра	
Параметры двигателя		
Тяга двигателя, <i>тс</i>	10	
Давление в КС, <i>МПа</i>	8	
Соотношение компонентов топлива	6,079	
УИТ двигателя, <i>с</i>	465	
Массовый секундный расход окислителя в КС, <i>кг/с</i>	18,545	
Массовый секундный расход горючего в КС, <i>кг/с</i>	3,050	
Геометрическая степень расширения сопла	193	
Диаметр камеры, <i>м</i>	0,180	
Диаметр критики, <i>м</i>	0,089	
Диаметр среза сопла, <i>м</i>	1,245	
Длина газодинамического профиля, <i>м</i>	1,972	
Температура в КС, <i>К</i>	3554	
Параметры бустерного насоса БТНА		
	БТНАО	БТНАГ
Тип насоса	осевой	оседиагональный
Рабочее тело	Жидкий кислород	Жидкий водород
Расход компонента, <i>кг/с</i>	18,551	3,243
Давление на входе, <i>МПа</i>	0,206	0,206
Температура на входе, <i>К</i>	80	20,4
Давление на выходе, <i>МПа</i>	0,479	0,487
Температура на выходе, <i>К</i>	80,11	20,73
Мощность, кВт	6,185	19,203
Коэффициент полезного действия η	0,687	0,669

Продолжение таблицы А1

Параметры бустерного насоса БТНА		
	БТНАО	БТНАГ
Частота вращения ротора, <i>об/мин</i>	6590	24800
Коэффициент быстроходности n_s	243	212
Кавитационный запас Δh , м	2,5	29,1
Кавитационный коэффициент быстроходности, $C_{кр}$	2325	2378
Параметры бустерной турбины БТНА		
	БТНАО	БТНАГ
Тип турбины	Осевая активная одноступенчатая	Осевая активная одноступенчатая
Рабочее тело	Жидкий кислород	Газообразный водород
Расход рабочего тела, <i>кг/с</i>	2,216	0,056
Отношение окружной скорости к располагаемой теоретической скорости/скорости адиабатного истечения u/c_T ($u/c_{ад}$)	0,189	0,1
Коэффициент сжимаемости	-	1,058
Давление на входе, <i>МПа</i>	12,360	8,800
Температура на входе, <i>К</i>	86,88	256,60
Давление на выходе, <i>МПа</i>	0,479	0,588
Температура на выходе, <i>К</i>	86,88	233,18
Коэффициент полезного действия η	0,277	0,169
Мощность, <i>кВт</i>	6,185	19,203
Параметры основных насосов ТНА		
	ТНАО	ТНАГ
Тип насоса	Одноступенчатый шнекоцентробежный	Двуступенчатый шнекоцентробежный
Рабочее тело	Жидкий кислород	Жидкий водород
Расход компонента, <i>кг/с</i>	20,767	3,225
Давление на входе, <i>МПа</i>	0,547	0,476

Продолжение таблицы А1

Наименование параметра	Значение параметра	
Параметры основных насосов ТНА		
	ТНАО	ТНАГ
Температура на входе, K	81,8	20,73
Давление на выходе, $MПа$	13,1	24,446
Температура на выходе, K	86,88	49,63
Мощность, кВт	323,280	1633,569
Коэффициент полезного действия η	0,676	0,667
Частота вращения ротора, $об/мин$	39570	123220
Коэффициент быстроходности n_s	101	61
Кавитационный запас Δh , м	23,46	214,37
Кавитационный коэффициент быстроходности, $C_{кр}$	2763	2926
Параметры основной турбины ТНА		
	ТНАО	ТНАГ
Тип турбины	Реактивная двухступенчатая	Реактивная двухступенчатая
Рабочее тело	Газообразный водород	Газообразный водород
Расход рабочего тела, $кг/с$	2,851	2,821
Число Парсонса, Y	0,450	0,477
Коэффициент сжимаемости	1,130	1,117
Давление на входе, $MПа$	21,309	18,815
Температура на входе, K	301	293,14
Давление на выходе, $MПа$	18,862	9,301
Температура на выходе, K	293,14	256,60
Коэффициент полезного действия η	0,680	0,692
Мощность, $кВт$	323,280	1633,569