

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

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

СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ
АВИАЦИОННЫХ ГТД НА КРИОГЕННОМ ТОПЛИВЕ

Электронное учебное пособие

Работа выполнена по мероприятию блока 1 «Совершенствование образовательной деятельности» Программы развития Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева» на 2009 – 2018 годы по проекту «Разработка и подготовка к изданию учебного пособия «Система топливопитания и регулирования авиационного ГТД на криогенном топливе».
Соглашение 1/35 от 3 июня 2013 года.

Самара 2013

УДК 662.7: 629.7 (075)
С409

**Авторы: Орлов Владимир Николаевич,
Шахматов Евгений Владимирович,
Иванов Александр Иванович,
Косицын Иван Петрович,
Букин Валерий Афанасьевич,
Гимадиев Асгат Гатьятович**

Рецензенты: Зам. Генерального конструктора ОАО «Кузнецов»
к.т.н. Е.П. Кочеров
Заведующий кафедрой КиПДЛА СГАУ
д.т.н., проф. С.В. Фалалеев

Системы топливопитания и регулирования авиационных ГТД на криогенном топливе [Электронный ресурс] : электрон. учеб. пособие / В.Н. Орлов, Е.В. Шахматов, А.И. Иванов, И.П. Косицын, В.А. Букин, А.Г. Гимадиев. Электрон. учеб. пособие: под общей редакцией д.т.н., профессора Шахматова Е.В; М-во образования и науки РФ, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т). – Электрон. и граф. дан. (79,3 Мбайт). - Самара, 2013. -1 эл. опт. диск (CD-ROM).

Изложены особенности применения криогенных топлив в авиационных двигателях. Особое внимание уделено разработкам пневмогидравлических схем систем топливопитания и регулирования, турбонасосного агрегата, системы газификации криогенного топлива, проведенным в ОАО «Кузнецов». Приведены методы и средства коррекции характеристик систем с целью обеспечения их устойчивости и заданных показателей качества регулирования.

Учебное пособие рекомендуется инженерам, аспирантам, участвующим в разработке двигателей, работающих на криогенных компонентах, магистрантам и студентам по курсу лекций «Автоматика и регулирование авиационных двигателей» по направлению 160700.68 – Двигатели летательных аппаратов в 9, 10 семестрах. Может быть полезно при выполнении курсовых, дипломных проектов и подготовке к экзаменам.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2013

Дорогие друзья!

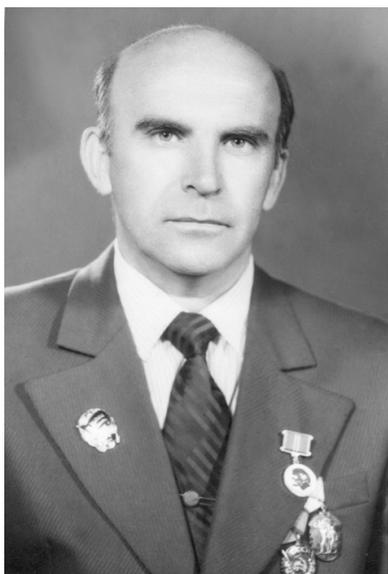
Вашему вниманию предлагается уникальная книга, в которой изложены особенности и опыт создания систем топливопитания и регулирования первых авиационных ГТД на криогенном топливе, созданных впервые в мире в ОКБ генерального конструктора Н.Д. Кузнецова. Главным конструктором этих двигателей, работающих на жидком водороде (НК-88) и на сжиженном природном газе (НК-89), был В.Н. Орлов, чья краткая биография представлена далее.

Мне повезло в жизни: я знал В.Н. Орлова ещё со студенческих лет - учился на одном курсе и до сих пор дружу с его сыном Виктором. Говорю об этом потому, что рождение этой книги было задумано в начале 2000-х годов, когда В.Н. Орлов предложил обработать накопившийся у него материал, чтобы передать будущим специалистам тот бесценный опыт, который фактически на десятки лет опередил своё время. Мы договорились о работе над книгой, но, к сожалению, Владимир Николаевич ушёл от нас в 2005 году. А через несколько лет его дети – Виктор и Дмитрий с супругами (Ларисой и Мариной) – передали нам материалы В.Н. Орлова. Большую работу провёл профессор А.Г. Гимадиев, привлёкший к оформлению отдельных глав книги сотрудников данного предприятия Ю.И. Цыбизова, А.И. Иванова, В.А. Букина.

Всем, кто содействовал подготовке и изданию книги, огромная благодарность. Ведь в сохранении истории мировых научно-технических достижений конструкторского бюро Н.Д. Кузнецова это ещё одна яркая страница - страница главного конструктора Владимира Николаевича Орлова.

Е.В. Шахматов

Орлов Владимир Николаевич (1925-2005гг)



Орлов Владимир Николаевич

Главный конструктор в ОКБ Н.Д. Кузнецова, доктор технических наук (1982 г.), Лауреат премии АССАД им. А.А.Микулина (1996г.) и премии Н.Д.Кузнецова (1998г.), премии Правительства РФ по науке и технике (1999 г.), заслуженный конструктор РФ (1997 г.).

Родился 8 декабря 1925 г. в г. Проскуров (Хмельницкий) на Украине.

В 1947 году окончил Уфимский авиационный институт (Уфимский государственный авиационный технологический университет).

С 1949 г. работал в ОКБ Н.Д. Кузнецова.

Прошел трудовой путь от инженера, начальника конструкторской бригады, ведущего конструктора, зам. начальника ОКБ до начальника ОКБ, зам. главного конструктора (1962г.)

С 1963 по 1977 год – зам. гл. конструктора и начальник ОКБ по жидкостным ракетным двигателям (ЖРД), коллективом которого разработаны ЖРД замкнутой схемы, работающие на компонентах – жидкий кислород и керосин: 8Д517, 8Д717, 8Д718 для межконтинентальной баллистической ракеты ГР-1; НК-15, НК-25, НК-33 и НК-43 для ракетного комплекса Н1-Л3. После закрытия темы по РКК Н1-Л3 с 1974 г. по 1986 г. руководил работами по ЖРД для ракетных комплексов ОКБ В.Н. Челомея и Г.Е. Лозино-Лозинского. Под его руководством создан двигатель НК-88 (1988г.), работающий на жидком водороде и НК-89, работающий на сжиженном природном газе (1989г.)

С 1988г по 1996 год - главный конструктор по криогенным и наземным ГТД. С 1979 по 1995год В.Н. Орлов возглавлял работы по конвертированию выработавших ресурс в эксплуатации авиадвигателей в качестве приводов газоперекачивающих агрегатов и электрогенераторов. Под его непосредственным руководством в этом направлении были разработаны приводы НК-16СТ, НК-36СТ, НК-37, НК-38СТ для нужд народного хозяйства.

С 1996 по 2005 г. В.Н.Орлов работал советником при руководителе ОАО «СНТК им. Н.Д. Кузнецова».

Награжден орденами Октябрьской революции, Трудового Красного Знамени, «Знак почета», медалями.

Автор 90 научных трудов, двух монографий и 72 свидетельств на изобретение. Автор книги о Н.Д. Кузнецове, один из авторов хронологии об истории «СНТК им. Н.Д. Кузнецова» «Даты. События. Люди».

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

P	- давление, кгс/см ² , Па
T, t	- температура, К, °С
G	весовой расход, кг/с
Q	объемный расход, м ³ /с, л/с
ΔP	- перепад давления, кгс/см ²
P_v	- давление пара компонента, кгс/см ²
ρ	- плотность, кг/м ³
S	- энтропия, ккал/кг град
i	- энтальпия, ккал/кг
R	- газовая постоянная ккал/кг град
V	- скорость полёта, м/с
C_a	- осевая скорость, м/с
C_u	- окружная составляющая абсолютной скорости, м/с
U	- окружная скорость, м/с
W	- относительная скорость, м/с
ω	- частота вращения, с ⁻¹
H	- высота полета, км
H_u	- теплотворная способность топлива, ккал/кг
H	- напор насоса, м
$H_{ст}$	- статический напор, м
$H_{шн}$	- напор шнека, м
L_0	- стехиометрическое соотношение воздуха и топлива
C_R	- удельный расход топлива, кг/кгс ч
C_{II}, δ	- объемное газосодержание в компоненте, %
C_p	- теплоемкость, ккал / кг град
$R_{уд}$	- удельная тяга, кгс с/ кг
n	- частота вращения, об / мин
n_s	- коэффициент быстроходности
$C_{кр}$	- кавитационный коэффициент быстроходности
C_m	- меридиональная скорость потока в колесе насоса, шнека
M	- число Маха
λ	- коэффициент скорости, коэффициент теплопроводности

m	- степень двухконтурности
σ	- коэффициент восстановления полного давления
η	коэффициент полезного действия
π	степень сжатия, расширения, относительное давление
φ	коэффициент гидравлических потерь
μ^*	гидравлический коэффициент расхода
μ	- коэффициент динамической вязкости
f	- частота колебаний, Гц
A_p	- амплитуда колебания давления
η_o	- объемный КПД насоса
η_e	- гидравлический КПД насоса
N	мощность, кВт; л.с.
V_y	- расход утечки в уплотнении насоса, м ³ /с
$k = C_p / C_v$	- показатель изоэнтропы
$\theta, \Delta t$	- температурный напор, разность температур, степень подогрева
α	- коэффициент теплоотдачи, коэффициент избытка воздуха
ξ	- коэффициент сопротивления
q	- плотность теплового потока
d	- влагосодержание
Re	- критерий Рейнольдса
Pr	- критерий Прандтля
Nu	- критерий Нуссельта
m, n	- показатели степени
Δ	- толщина, приращение
D, d	- диаметр, м
R, r	- радиус, м
L, l	- характерный размер, длина, м
D_2	- наружный диаметр колеса насоса, м
$d_{вт}$	- диаметр втулки, м
B_2	- ширина рабочего колеса насоса на выходе, м
B_3	- ширина отводящего устройства насоса, м
$\beta_{2л}$	- угол установки лопаток рабочего колеса насоса на выходе, град
$\tau_{шн}$	- густота решетки шнека
t	- текущее время, с

ИНДЕКСЫ

1	вход в двигатель
2	выход из компрессора
4	вход в турбину
6	выход из турбины
7	выход из смесителя
8	выход из сопла
к	компрессор
в	вентилятор, воздух, водород
к.с.	камера сгорания
т	турбина, топливо
г	газ, продукты сгорания
см	смесь
с	сопло
I, II	внутренний и наружный контур
II, III	второй и третий критический режим
охл	охлаждение
уд	удельный параметр
Σ	суммарное значение
ВД	высокое давление
НД	низкое давление
вх	вход
вых	выход
кр	, критический
ср	срывной, средний
р	расчетный режим
*	параметр торможения
л	лёд
ш	шайба
шн	шнек
ж	жидкость
у	уплотнение
ст	относится к ступени насоса
рк	относится к рабочему колесу насоса
ШН	шестеренный насос
ШЦБН	шнекоцентробежный насос
ЦБН	центробежный насос

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	12
1. КРИОГЕННЫЕ ТОПЛИВА ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД	14
2. ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КРИОГЕННЫХ ТОПЛИВ В АВИАЦИОННЫХ ГТД	20
2.1. Общие сведения и теплофизические свойства криогенных топлив	20
2.2. Анализ особенностей самолетов на водороде и СПГ по сравнению с самолетами на керосине	26
2.3. Исследования, проводимые в РФ по криогенным топливам	41
2.4. Использование хладоресурсов криогенного топлива	44
3. РАЗРАБОТКА ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СХЕМ СИСТЕМ ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ НА КРИОГЕННЫХ КОМПОНЕНТАХ	46
3.1. Принципы построения пневмогидравлической схемы системы топливопитания двигателя на жидком водороде	46
3.2. Выбор системы подачи криогенных топлив в двигатель	51
3.3. Анализ открытой и закрытой схем систем топливопитания	59
3.4. Система автоматического регулирования двигателя	67
3.4.1. Общие требования к системе регулирования двигателя	67
3.4.2. Анализ и выбор схемы системы регулирования	69
3.4.3. Исследование системы регулирования	76
3.5. Функционирование пневмогидравлической схемы двигателя. Запуск и останов двигателя	88
4. ТУРБОНАСОСНЫЙ АГРЕГАТ КАК	

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ЭЛЕМЕНТ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ ГТД	97
4.1. Особенности ТНА для системы топливопитания двигателя на криогенном топливе	97
4.2. Обеспечение потребных степеней дресселирования системы топливопитания криогенным топливом	104
4.3. Обеспечение высоких антикавитационных качеств шнеко-центробежного насоса	112
4.4. Методика оценки количества утечек высоконапорного рабочего тела со стороны выхода из насоса на вход. Способы уменьшения утечек	119
4.5. Обеспечение динамической устойчивости насоса в системе подачи криогенного топлива	122
4.6. Особенности воздушной турбины для привода криогенного насоса ТНА	129
4.7. Особенности конструкции турбонасосного агрегата	134
4.8. Экспериментальные исследования водородной системы подачи топлива	158
5. СИСТЕМА ГАЗИФИКАЦИИ КРИОГЕННОГО ТОПЛИВА	171
5.1. Обоснование необходимости теплообменника- газификатора водорода	171
5.2. Выбор типа теплообменника-газификатора водорода	177
5.3. Обмерзание теплообменных поверхностей	181
5.4. Особенности расчета теплопередачи в теплообменнике	91 189
5.5. Устойчивость процессов, протекающих в теплообменнике-газификаторе криогенного топлива	191
5.6. Экспериментальные исследования теплообменника-газификатора	209
6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ НК-88	213

6.1. Методика экспериментальных исследований динамических характеристик САР двигателя	213
6.2. Частотные характеристики САР двигателя НК-88	216
6.2.1. Частотные характеристики двигателя как объекта регулирования	216
6.2.2. Динамические характеристики теплообменника-газификатора	218
6.2.3. Динамические характеристики ТНА	221
6.2.4. Частотные характеристики базовой системы автоматического регулирования двигателя НК-88	223
6.3. Динамика системы подачи криогенного топлива	230
6.3.1. Линейная модель контура регулирования ТНА	230
6.3.2. Анализ устойчивости контура «насос-теплообменник-сеть»	237
6.3.3. Обеспечение устойчивости контура «насос-теплообменник-сеть»	241
6.3.4. Устойчивость контура «насос-теплообменник-сеть» в области критического состояния водорода	243
6.4. Динамика контура регулирования частоты вращения ТНА	248
6.4.1. Частотные характеристики агрегатов контура регулирования частоты вращения ТНА	248
6.4.2. Устойчивость контура регулирования частоты вращения ТНА	254
6.5. Коррекция динамических характеристик основного контура регулирования двигателя на криогенном топливе	258
6.5.1. Разработка ПИД-регулятора частоты вращения ротора ВД двигателя	258
6.5.2. Моделирование динамических свойств задатчика режима ТНА и ПИД-регулятора	261
6.5.3. Расчетно-экспериментальные частотные характеристики ПИД-регулятора	267

6.5.4. Экспериментальное исследование САР двигателя НК-88 с ПИД-регулятором	270
6.6. Особенность динамики двигателя НК-89 при работе на СПГ	273
7. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ АГРЕГАТОВ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТД НА КРИОГЕННОМ ТОПЛИВЕ	277
Список использованных источников	286
Приложение А. Параметры авиационных ГТД НК-88 и НК- 89, работающих на водороде и сжиженном природном газе	295
Приложение Б. Основные задачи, стоящие при создании систем топливопитания и регулирования двигателей, работающих на криогенном топливе	296

Предисловие

Основная цель учебного пособия состоит в том, чтобы дать представление об особенностях систем топливопитания и регулирования авиационных ГТД, использующих в качестве топлива жидкий водород и сжиженный природный газ. Необходимо сразу отметить, что инициатором проведения работ по исследованию применимости криогенных топлив для авиации был академик РАН Кузнецов Н.Д. Благодаря Кузнецову Н.Д. и под его руководством коллектив ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова с начала 70-х годов начал изучение этой новой проблемы, создал двигатели НК-88 и НК-89 с тягой до 11 тс каждый.

Общим свойством этих топлив является то, что в жидком виде они находятся в криогенном состоянии при низких температурах (ниже -100°C) и в таком виде подаются в систему топливопитания двигателя. Эта особенность криогенных топлив накладывает на агрегаты и всю систему топливопитания ряд специфических требований, которые существенно отличаются от требований к системам топливопитания на керосине. В учебном пособии использован опыт, полученный в ОАО «Кузнецов» при создании авиационных ГТД, в которых в качестве топлива использовался жидкий водород и сжиженный природный газ. Этот опыт является уникальным, так как до настоящего времени ни одно отечественное и зарубежное авиадвигательное конструкторское бюро подобной задачи в комплексе и системно не решало.

На первом этапе использования в авиации криогенных топлив предполагалась доработка и модификация существующих самолетов и двигателей, использующих в качестве топлива керосин. Создание поколения новых авиадвигателей, специально спроектированных для применения криогенных топлив - это задача второго этапа развития «криогенного» направления в авиации.

В учебном пособии изложены основные теплофизические свойства криогенных топлив, особенности самолетов и авиадвигателей на криогенных компонентах, история и современное состояние систем топливопитания и регулирования авиационных ГТД на криогенном топливе. Представлена первая попытка дать некоторые общие положения по выбору общей пневмогидравлической схемы топливопитания и регулирования, агрегатов управления, насосных агрегатов и их приводов, систем газификации, по которым ни в

отечественной ни в зарубежной литературе нет практических рекомендаций. Конкретные конструкторские решения проблем, возникающих при работе отдельных агрегатов, в данной работе подробно не рассматриваются и излагаются схематично.

Несколько больше в литературе представлены исследования процессов сжигания криогенных топлив в камере сгорания. Однако эти исследования носят частный характер и проводились в основном не на полноразмерных камерах сгорания, а на отдельных лабораторных установках.

Рассматриваемая в учебном пособии методология, вероятно, не является единственно возможной. В практике работы других ОКБ по этой теме могут появиться и другие методы и пути решения, но опыт, полученный в ОАО СНТК им. Н.Д.Кузнецова поможет не повторять пройденного и создаст предпосылки для поиска новых решений.

1. КРИОГЕННЫЕ ТОПЛИВА ДЛЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД

Развитие промышленности и транспорта во всем мире в последние 20-30 лет, связанное с научно-технической революцией, вызвало резкий рост энергопотребления и, как следствие, рост потребления углеводородных топлив. Это, в свою очередь, привело к значительному осложнению земной экологической обстановки и подведению ее к некоему критическому уровню из-за больших выбросов в атмосферу продуктов сгорания, содержащих целый ряд вредных составляющих - NO_x, CO, CO₂, CH и др. Кроме этого, рост потребления углеводородных топлив привел также к росту темпов истощения невозобновляемых запасов нефти. По данным европейского сообщества при современном потреблении углеводородных топлив, получаемых из нефти, доказанных запасов сырой нефти в мире может хватить только на 40...50 лет.

Поэтому перед человечеством встали очень остро две глобальные проблемы:

- поиск возможностей и путей перехода с топлив, получаемых из нефти, на новое альтернативное топливо;
- разработка и принятие национальных энергетических и транспортных программ, направленных на существенное уменьшение количества вредных выбросов в атмосферу.

С особой остротой эти проблемы встали перед авиацией, где наблюдается и прогнозируется резкое увеличение грузопассажирских перевозок. Например, в США в 1970 г. авиация потребляла 12,5 % годового расхода топлива на все виды транспорта, в 1986 г. доля авиации в потреблении топлива возросла до 26,8 %, а в дальнейшем по прогнозам составит 32-35 %. При этом нужно учесть, что выработка высококалорийных авиационных топлив из нефти не может превысить 17-20 % от добываемой сырой нефти без нанесения ущерба в выработке других видов моторных топлив. Несмотря на то, что авиация вносит "вклад" в экологию не более 2-2,5 %, её воздействие на верхние слои атмосферы и тропосферу значителен по окислам азота и углерода. Традиционный энергоноситель - нефтяное топливо - доживает свой век, продолжая по-прежнему угнетать экологическое пространство. Требуются новые энергоносители, со значительно меньшим содержанием углерода или вовсе свободные от него и, что

самое главное, неиссякаемые. Поэтому в авиации раньше, чем в других видах транспорта еще в 70-х годах начали вести работы по поиску новых альтернативных топлив с улучшенной экологией. Были исследованы синтетические топлива, жидкий водород, жидкий метан, сжиженный природный газ, метанол, аммиак, ацетилен, гидразин, монометиламин, пропан-бутановая смесь.

Синтетические жидкие топлива из каменного угля или газов требуют больших капитальных вложений в производственные базы для синтеза и они не относятся к экологически чистым компонентам. Метанол (метиловый спирт), получаемый из природного газа, по существу ухудшает «моторные» качества исходного продукта, что делает его не универсальным топливом и практически малоприменимым для двигателей. Ацетилен, гидразин, монометиламин по теплотворной способности и затратам на синтез также не могут быть универсальными энергоносителями. Пропан-бутановые фракции, получаемые из попутного нефтяного газа и при переработке нефти, хотя и обладают неплохими «моторными» качествами, но их количества явно недостаточно для большой авиации и они могут быть использованы, например для вертолетов. При этом не надо забывать, что пропан-бутановые фракции являются ценнейшим сырьем для химической промышленности.

Для того чтобы правильно определиться с выбором альтернативных топлив необходимо их сравнение на одной базе. Такое сравнение было проведено для дозвукового транспортного самолета по изменению его взлетного веса при постоянном радиусе полета 6700 км и постоянной нагрузке 159 т. Сравнение приведено в табл. 1.1.

Таблица 1.1.

Топливо	Теплотворная способность		Температура кипения, С°	Взлетная масса самолета, т
	ккал/кг	ккал/л		
Синтетическое топливо JP	10330	8060	99	83,5
Жидкий водород	28670	2020	-253	58,1
Жидкий метан	11950	4960	-162	84,4

Метанол	4780	3780	65	Больше 159,0
Этанол	6390	5060	78	Больше 113,5
Аммиак	4440	3040	-33	Больше 159,0
Бензин (для сравнения)	10610	7460	125	

Из сравнения видно, что в качестве альтернативы углеводородному топливу можно рассматривать жидкий водород и жидкий метан. Обращает на себя внимание тот факт, что жидкий метан, внося в конструкцию самолета и двигателя криогенные проблемы, даёт худшие данные, нежели жидкий водород.

Однако оба этих вида альтернативных топлива обладают одним очень большим преимуществом: их достаточно много на земле.

На протяжении двадцати лет ОАО СНТК им. Н.Д.Кузнецова проводил поиск возможности использования криогенного авиационного топлива (водорода и сжиженного природного газа). В конце 70-х годов к этим работам подключился АНТК им. А.Н.Туполева. Совместные исследования подтвердили, что наиболее перспективным энергоносителем является жидкий водород. Этот поистине универсальный энергоноситель, по убеждению обеих фирм, войдет в дальнейшем не только на всех видах наземного, водного и воздушного транспорта, но и в стационарных энергоблоках, что постепенно приведет к экологической очистке атмосферы. Однако путь этот труден и требует помимо теоретической и экспериментальной подготовки развертывания широкой инфраструктуры и воспитания общественного мнения. Что касается ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова и АНТК им. А.Н.Туполева, то, выбирая авиационное топливо будущего, они ориентировались на жидкий водород и, как промежуточный этап, - на сжиженный природный газ.

Для условий применения углеводородных топлив в России важнейшим фактором является время. Дело в том, что нефтяное топливо здесь иссякнет раньше, чем в остальном мире, в частности в Европе. Если «запад» приступит, исходя из своих определенных возможностей, к практическому освоению водорода в авиации с начала второго десятилетия будущего века, то в России переход на альтернативное топливо должен начаться примерно на 15 лет раньше. Бесспорно, к концу текущего столетия никто в мире не был в состоянии освоить в транспортной авиации водород, поэтому первые

шаги в освоении альтернативного топлива в России связаны с природным газом, запасов которого хватит на 150-200 лет, по меньшей мере. «Запад», располагая большим временем, не распыляя средств сначала на «газовую», а затем на «водородную» инфраструктуру, сосредоточит свои усилия на водороде, что при значительной плотности населения в Западной Европе и, учитывая экологические проблемы, подтвердит правильность сделанного выбора. Если в течение следующего столетия Западная Европа полностью заменит свой авиационный парк на «водородную» технику, то в России таких самолетов к этому времени будет ориентировочно 30-40 %, а остальной парк составят «газовые» самолеты.

Возникает законный вопрос: как же сочетать Западную «водородную» инфраструктуру с Российской «газовой»? Ведь не будет же Россия, имея огромный потенциал природного газа вкладывать немислимые средства в масштабах всей страны на быстрый переход к «водородной» инфраструктуре, едва освоив «газовую»? Конечно, нет! Дело в том, что для решения этой проблемы Российские ученые разработали экологически чистую, безотходную технологию получения водорода из природного газа.

Таким образом, развертывая повсеместно «газовую» инфраструктуру, в дальнейшем окажется возможным путем дооснащения газовых терминалов конверсионными установками иметь в аэропортах необходимое количество водорода для заправки. Следовательно, такой интегральный подход обеспечит заправку как «газовых», так и «водородных» самолетов. По мнению АНТК им. А.Н.Туполева это может иметь определенный, в том числе экономический, интерес и для Западной Европы.

Применение на самолетах в качестве топлива сжиженного природного газа (СПГ) является, безусловно, промежуточным этапом в создании «криогенной» авиации. В некоторых странах, в том числе и России, запасы природного газа значительно больше, чем природные запасы нефти. Он дешевле нефтяного топлива, особенно в северных и восточных районах, где нет нефтеперерабатывающих заводов. Кроме этого, более высокая объемная теплота сгорания природного газа по сравнению с жидким водородом облегчает размещение газовых топливных баков на самолете. Более высокая криогенная температура СПГ упрощает задачу тепловой защиты.

При создании самолетов, использующие криогенные топлива имеют общие проблемы для СПГ и жидкого водорода. Они решаются аналогичным образом для обоих топлив. Поэтому при создании самолетов на СПГ значительное количество принципиальных и конструктивных решений

будет использовано для «водородных» самолетов. К общим проблемам можно отнести создание принципиальной схемы криогенной системы топливопитания, способ обеспечения взрыво- и пожаробезопасности, способ управления процессами в криогенной системе, контроль утечек топлива, работу насосов, способ поддержания необходимого давления в баках, способ утилизации топливного пара, способ привода запорной арматуры, обеспечения запуска и питания двигателя, тепловая защита конструкции самолета, способ заправки криогенным топливом, длительное бездренажное хранение. Поэтому разработка, создание и эксплуатация самолета на СПГ существенно упростит работы по дальнейшему использованию в качестве топлива жидкий водород.

В связи с перспективностью применения, как жидкого водорода, так и сжиженного природного газа, экспериментальный самолет Ту-155 с экспериментальным двигателем НК-88, созданы таким образом, что на них можно было изучить возможность использования в авиации обоих видов криогенного топлива. В результате создания и эксплуатации этого самолета, была показана реальность создания криогенной авиации и определены направления создания легких и надежных самолетных конструкций.

АНТК им. А.Н.Туполева разрабатывал грузовой самолет ТУ-156 на базе серийного Ту-154М, который сможет использовать в качестве топлива, как сжиженный природный газ, так и авиационный керосин. На этом самолете предусматривалась отработка эксплуатации криогенного самолета при регулярной перевозке груза. Для этого самолета ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова создает двигатель НК-89, отработывая его на два вида топлива с возможностью замещения одного вида топлива на другой в процессе полета. Следующим этапом намечалось создание пассажирских и грузовых самолетов, использующих СПГ, на базе новых серийных самолетов ТУ-204, ТУ-330 и др. Дальнейшим этапом АНТК им. А.Н.Туполева намечал создание самолета на СПГ с оптимальной компоновкой, учитывающей особенности криогенного топлива.

Необходимо заметить, что новое не только привлекает, но и зачастую отталкивает. К криогенным топливам это относится за их якобы повышенную пожаро- и взрывоопасность. Наука и практика доказали, что при соответствующем выполнении конструкции и правильной технологии эксплуатации природный газ и водород являются надежными авиационными топливами, по ряду показателей более безопасными, нежели традиционный керосин. Безусловно, работа с новым видом топлива требует, как, впрочем и

в любом деле, аккуратности, дисциплины, профессионализма. Природный газ - надежный и более экологически чистый заменитель нефтяного топлива на ближайшие 100-200 лет. Водород же - экологически чистый и неиссякаемый энергоноситель - будущее человечества.

2. ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КРИОГЕННЫХ ТОПЛИВ В АВИАЦИОННЫХ ГТД

2.1. Общие сведения и теплофизические свойства криогенных топлив

Основными требованиями, предъявляемыми к авиационным топливам, являются:

а) высокое энергетическое качество, определяемое наибольшим значением низшей теплотворной способности, малая молярная масса продуктов сгорания, большая плотность;

б) высокое кинетическое качество, определяемое параметрами процесса горения в среде воздуха.

в) хорошее эксплуатационное качество, к которому относится хранение в баках в течение полета и предполетной подготовки с сохранением требуемых теплофизических свойств топлива, в том числе упругости паров и точек кипения и замерзания, стабильность, отсутствие повышенной токсичности;

г) отсутствие химического взаимодействия с материалом бака (резервуара);

д) хорошее экологическое качество, означающее, что продукты сгорания топлива в воздушной среде должны иметь минимальное количество вредных веществ на один кубический метр выхлопных газов: оксидов азота, оксидов углерода, несгоревших углеводородов, дыма и бенз(а)пирена;

е) топливо должно быть доступным, дешевым, удобным в обращении, должно требовать минимальных изменений существующего оборудования при его внедрении.

К параметрам процесса горения топлива относятся: условие впрыска топлива в камеру сгорания, зависящее от плотности, вязкости, поверхностного натяжения, влияющих на испарение капель, образование твердых частиц, возникновение дыма. Сюда же надо добавить хорошее воспламенение в условиях изменяющихся давлений и температур.

По токсикологической характеристике авиационные топлива должны относиться к веществам 4 класса опасности по ГОСТ 121007-76, т.е. относятся к веществам малоопасным (1 класс - вещества чрезвычайно опасные, 2-й класс - вещества высоко опасные, 3-й класс - вещества умеренно опасные, 4-й класс - вещества малоопасные).

Оксиды азота относятся ко второму классу опасности, т.к. сильное раздражающее действие кислотообразующего диоксида азота NO_2 сопровождается действием на другие системы организма. К «кровяным» ядам относятся CO , NO_2 , которые одновременно действуют и на другие системы организма человека. Повышение концентрации NO_2 в воздухе воздействуют не только на людей, но и на растительный мир. Бенз(а)пирен является канцерогеном и по токсичности превосходит остальные вещества, образующиеся при сгорании топлива. Нормирование содержания вредных веществ в выхлопных газах ГТД все время ужесточается. На 1996 г. во всем мире было принято, что содержание NO_2 не должно превышать 50 мг/м^3 и CO не более 200 мг/м^3 .

В свете такого широкого круга предъявляемых требований ниже рассмотрим как криогенные топлива - жидкий водород и СПГ удовлетворяют этим требованиям. Основные теплофизические параметры криогенных топлив в сравнении с авиационным керосином представлены в табл. 2.1.1.

Таблица 2.1.1.

Топливо	Плотность, кг/м^3	Температура кипения, $^{\circ}\text{C}$	Низшая теплотворная способность, ккал/кг
1. Авиационный керосин	780	+220	10250
2. Жидкий водород	70,8	-252,8	28660
3. СПГ	430-480	-165...-150	11289

Рассмотрим более подробно свойства криогенных топлив для авиации.

Сжиженный природный газ имеет следующий состав в объемных долях (в процентах): метан - 92 ± 6 ; этан - 4 ± 3 ; пропан и более тяжелые углеводороды - 2.5 ± 2 ; азот - $1,5 \pm 1,5$; массовая доля сероводорода и меркаптановой серы, не более - 0,005. В связи с таким составом СПГ, в котором преобладает метан, экономически целесообразно рассматривать СПГ, а не жидкий метан в качестве топлива для авиации. В зависимости от процентного содержания компонентов будет меняться температура кипения СПГ, плотность и критическое давление на границе перехода жидкость-пар, что необходимо будет учитывать при проведении энергетических расчетов системы топливопитания (см. табл. 2.1.1). Сжиженный природный газ - криогенная жидкость без цвета и запаха. Хранится в изотермических

резервуарах под небольшим избыточным давлением. Он не токсичен, не вызывает коррозии металлов. По имеющемуся опыту применения природного газа в качестве топлива тепловых электростанций продукты его сгорания в воздухе содержат в 1,5...2 раза меньше окислов азота, в 3...4 раза меньше окислов углерода и не сгоревших углеводородов, чем топлива из нефти. Прогнозные расчеты, проведенные научным комитетом ООН, определяющие приоритеты использования разведанных, возможных и вероятных не восполняемых энергетических ресурсов мира, показали, что природного газа для производства энергии на современном количественном уровне хватит на 200 лет. Таким образом, природный газ как универсальный энергоноситель в ближайшие десятилетия заменит нефть, запасов которой по тем же расчетам должно хватить на 40...50 лет и выйдет на второе место по потреблению после угля, запасы которого определены на 600 лет. СПГ по затратам на его производство имеет преимущество перед авиационным керосином.

За рубежом давно оценили преимущества СПГ для нужд энергетики и народного хозяйства. С 1964 г. начали строить и пустили в эксплуатацию 27 крупных заводов и около 100 относительно мелких установок по производству СПГ в Европе, Африке, Азии. Созданы изотермические резервуары, танкеры для перевозки СПГ во Францию, Англию, Японию, США и вся сопутствующая СПГ инфраструктура производства, транспортировки, хранения и заправки.

СПГ относится к группе горючих веществ, способных образовывать с воздухом взрывоопасные смеси. Концентрационные пределы воспламенения (по метану) в смеси с воздухом в объемных процентах: нижний – 5; верхний – 15. Температура воспламенения не менее 450 °С. Теплотворная способность СПГ выше, чем у керосина, но удельный вес почти в два раза ниже, что создает в сочетании с низкой температурой кипения определенные трудности в создании самолета и двигателя. Что касается кинетики сгорания природного газа, то она выгодно отличается от кинетики керосина, т.к. газообразное состояние подаваемого в камеру сгорания СПГ исключает стадию распыления жидкого топлива, которая в большой степени влияет на экологическое качество горения. Отсутствие при подаче природного газа в камеру сгорания капель и оседания их на стенках жаровой части создает благоприятные условия для завершения химических реакций в зоне горения. Газообразное состояние при подаче в зону горения и меньшая температура пламени при стехиометрическом составе смеси $T_2=2287$ К (у керосина 2335

К) обуславливают уменьшение вредных выбросов по сравнению с сжиганием керосино-воздушных смесей.

Широкое распространение природного газа в народном хозяйстве, разветвленная система трубопроводов, подающих газ к городам, создает благоприятные условия для организации производства СПГ и снабжения им аэропортов, однако, существующую систему снабжения, хранения и заправки керосином приспособить к СПГ невозможно. Создание новой инфраструктуры снабжения СПГ сети аэродромов потребует больших капитальных затрат.

Водород в обычных условиях - это газ без цвета и запаха. Он широко распространён в природе, содержание его в земной коре по массе составляет 7 %. Запасы водорода сегодня представляются практически неисчерпаемыми, в мировом океане содержится $2.2 \cdot 10^{17}$ т водорода [60]. В свободном состоянии водород встречается редко. В космосе водород - самый распространенный элемент, в виде плазмы составляет около половины массы солнца и большинства звезд. При нормальных давлениях и температуре водород существует в газообразном состоянии, при температуре около 20,4 К переходит в жидкое, а при более низких (14 К) - в твердое состояние. Пределы воспламенения водорода в воздухе находятся между 4 и 75 процентами объемного содержания водорода, что гораздо шире концентрационных пределов для большинства других горючих. В среде чистого кислорода эти пределы еще шире и составляют 4,65 и 96 % объемного содержания водорода. Значения нижнего и верхнего пределов детонирования смесей водорода с воздухом составляют 18,3 и 74 % объемного содержания водорода. Высокая взрыво- и пожароопасность водорода объясняется его способностью легко вступать в химическое взаимодействие с окислителем, что сопровождается выделением большого количества тепла. Реакции взаимодействия водорода с окислителями, как правило, требуют для своего инициирования лишь незначительного теплового импульса. Энергия его воспламенения составляет в среднем только 10 % от энергии воспламенения углеводородов.

Для промышленного получения водорода разработано много способов, однако практически оправдали себя лишь некоторые из них. К основным методам получения водорода можно отнести химический, электрохимический и физический.

Химическими методами водород получают: из водяного пара восстановлением его железом (железо-паровой способ) или углеродом

(газификация кокса, каменных и бурых углей, а также других видов твердого топлива на водяной газ); из жидких углеводородов термическим разложением или неполным окислением (газификацией) с применением в качестве окислителя воды и кислорода; из газообразных углеводородов термическим разложением или конверсией с окислителями (вода, кислород, двуокись углерода). При получении водорода из углеводородов с применением в качестве окислителя водяного пара последний является дополнительным источником выделения водорода. Все химические способы получения водорода состоят обычно из двух ступеней: на первой образуется водяной газ (смесь водорода и окиси углерода), который во второй подвергается конверсии.

Для получения водорода термическим разложением газообразных углеводородов или конверсией их с водяным паром, углекислотой или кислородом используется природный или попутные газы, газы нефтепереработки и гидрирования, метан-водородная фракция пиролиза и др. При неполном окислении жидких углеводородов в качестве сырья применяются преимущественно нефтяные остатки.

Электрохимический способ производства водорода заключается в разложении воды (водных растворов электролитов) с помощью электрического тока.

При физических методах получения происходит выделение водорода из газовых смесей (коксовый газ, отходящие побочные газы установок каталитического реформанга, тетан-водородные фракции) ступенчатым охлаждением до низких температур, когда происходит ожижение компонентов газовой смеси (кроме водорода).

По своим свойствам и распространенности водород является универсальным энергоносителем, но его широкое применение сдерживается очень большим вложением финансовых и материальных средств для создания для него новой инфраструктуры производства, сжижения, хранения, транспортировки и заправки. Только исчерпание невозобновляемых запасов углеводородных горючих заставит в 21 веке вложить огромные средства для осуществления перевода энергетики и транспорта на этот универсальный энергоноситель.

В свете широкого круга предъявляемых к авиационным топливам требований жидкий водород обладает рядом неоспоримых достоинств, но имеет и недостатки, затрудняющие его немедленное использование. Переход авиации на «водород», в связи с этим, представляет собой

комплексную научно-техническую проблему, предполагающую этапность ее решения по всем основным объектам и целям.

Главные достоинства жидкого водорода заключается в его высокой весовой теплотворной способности (в 2,8 раза выше, чем у керосина), высокой теплопоглощающей способности (в 30 раз выше, чем у керосина), практически неисчерпаемости его запасов на Земле, высокой "чистоте" продуктов сгорания в воздухе. Водород сравнительно легко транспортируется на значительные расстояния по трубам в специальных ёмкостях. Как показали исследования ЦИАМ и СНТК им. Н.Д.Кузнецова сжигание водорода в камерах сгорания представляет собой легко управляемый процесс, протекающий с более высокой полнотой сгорания при малых коэффициентах избытка воздуха. Водород равномерно распределяется и хорошо диффундирует в смеси, что исключает ее местное переобогащение. Благодаря хорошим характеристикам горения обеспечивается большая устойчивость процесса к высокочастотным колебаниям при составах смеси, близких к стехиометрическим, а также допускается высокая скорость потока газа в камере. Пламя водорода в воздухе имеет низкий коэффициент излучения.

Главными недостатками жидкого водорода являются: низкая температура кипения ($-252\text{ }^{\circ}\text{C}$), низкая плотность ($0,071\text{ кг/м}^3$), высокая стоимость производства, большая энергоёмкость производства готового продукта. Жидкий водород имеет малый диапазон температур фазовых состояний, летуч, взрыво- и пожароопасен при утечках из баков или трубопроводов. При контакте с жидким водородом происходит наводороживание и охрупчивание металлов и других материалов, при этом теряется их конструкционная прочность. Водород характеризуется низким коэффициентом использования производственного продукта из-за потерь при перекачке и хранении.

Таким образом, ввиду большого числа положительных и отрицательных свойств водорода как авиационного топлива, полная оценка его эффективности может быть определена только с привлечением данных, полученных на реальных объектах, хотя бы предварительных, и в сравнении с другими альтернативными топливами.

2.2 Анализ особенностей самолетов на водороде и СПГ по сравнению с самолетами на керосине

В работе [74], являющейся одной из первых, посвященных исследованиям по применению водорода в авиации, было показано, что при использовании самолета специальной аэродинамической компоновки с увеличенным фюзеляжем (для расположения баков с экранно-вакуумной изоляцией) имеется реальная возможность существенно улучшить тактико-технические данные широкого класса самолетов по сравнению с самолетами на керосине. Увеличена дальность полёта в 1,5...1,7 раза (при постоянном взлетном весе самолета); уменьшена примерно в 2 раза взлетный вес (при сохранении дальности полета); увеличена на 6...7 км высота крейсерского полета при одновременном уменьшении длины разбега (дальность полета и взлетный вес самолета при этом фиксированы).

Исследовательский центр Льюиса в США приложил значительные усилия к исследованию водорода в качестве топлива для авиационных турбореактивных двигателей. Эти работы привели к последующим летным испытаниям разработанной топливной системы с использованием жидкого водорода на самолете В-57 в 1956-1958 гг. [114]. На этом самолета один из двигателей J-65 фирмы Райт был модифицирован и работал при подаче в камеру сгорания газифицированного водорода на крейсерском режиме полета на высоте 15 км. Жидкий водород размещался в баке на конце левого крыла, а гелий под большим давлением - на правом крыле. Водород подавался в двигатель за счет наддува водородного бака гелием, проходил воздушный теплообменник-газификатор и попадал в коллектор камеры сгорания. В теплообменнике использовался воздух скоростного напора. После окончания работ по испытанию двигателя J-65 центр Льюиса испытал также двигатель фирмы Дженерал-Электрик J-65 с баллонной системой подачи газифицированного водорода [101]. В этот же период некоторые качественные результаты экспериментального определения характеристик серийного ГТД J-57 фирмы Пратт-Уитни при работе его с подачей в камеру сгорания газифицированного водорода в теплообменнике, стоящем в потоке воздуха, приводятся в работе [109]. В этих опытах жидкий водород после повышения давления в центробежном насосе, установленном на двигателе, направлялся в водородно-воздушный теплообменник, где нагревался воздухом, отбираемым в теплообменник из-за компрессора. После теплообменника газифицированный водород подавался в камеру сгорания

через струйные форсунки, установленные в головке жаровой трубы. Наряду со стендовыми испытаниями были проведены летные испытания J-57 на водороде.

Одновременно с экспериментальными исследованиями по водороду проводились и теоретические работы. Так, в работе [99] рассматривалась эффективность применения жидкого водорода на СПС, и было показано, что использование водорода может привести к почти двукратному возрастанию дальности такого самолета. Расчетное сравнение прямых эксплуатационных расходов, выполненное в этой работе, показало, что при стоимости жидкого водорода 40...45 центов за 1 кг его использование становится экономически целесообразным. Вместе с тем, оценка эффективности применения жидкого водорода на военно-транспортном самолете ВВС США С-5А показала, что заметного прироста дальности использование водорода на этом самолете не дает [102]. Такой результат, полученный для самолета С-5А, имеющего значительные объемы для размещения полезного груза (предполагалось, что объем грузового отсека будет использован для установки топливного бака жидкого водорода), носит более общий характер, показывая, что для эффективного применения жидкого водорода необходимо создание нового самолета с существенно большими свободными объемами для размещения топлива, чем у самолетов, предназначенных для работы на керосине.

В работе [99] особенности ТРД на криогенных горючих были исследованы не полностью. Не рассматривалось влияние на параметры ТРД температуры криогенного горючего на входе в двигатель и перед основным насосом. Учитывая, что криогенное горючее имеет значительный хладоресурс, а работа, затрачиваемая на повышение его давления может быть велика, изменение начальной температуры водорода, по-видимому, будет оказывать более заметное влияние на параметры двигателя, чем изменение начальной температуры керосина.

В ЦИАМ было проведено испытание на газообразном водороде маломощного газотурбинного двигателя ТГД-350, получены экспериментальные зависимости удельного расхода топлива от приведенной частоты вращения ротора при работе двигателя на водороде и керосине. Характерной особенностью выполненных экспериментальных работ является простейшая переделка существующих газотурбинных двигателей для работы их на водороде.

Концепция двухтопливного самолета выдвигалась и в зарубежных работах [102]. В соответствии с таким возможным направлением

использования криогенных топлив в авиации возникает задача о способах доработки обычных ГТД, которые могут обеспечить эффективную работу этих двигателей на керосине и на водороде. Большое значение для решения указанной задачи имеет организация сжигания с высокой полнотой сгорания жидкого водорода в камерах сгорания, предназначенных для сжигания керосина.

Возможности использования хладоресурса криогенного топлива для предварительного охлаждения высокотемпературной турбины, были рассмотрены в работах [100, 104]. Наиболее детально вопрос использования хладоресурса исследован в работе [104]. Проведенные в этой работе расчеты показали, что повышение температуры газов перед турбиной двигателя свыше 1650 К не приводит к улучшению параметров двигателя вследствие значительного увеличения потребного количества охлаждающего воздуха. Так при температуре газов 1500, 1650, 1800 и 2000 К количество охлаждающего воздуха, отбираемого в систему охлаждения турбины, составило 0,07; 0,13; 0,21; 0,3 соответственно от суммарного расхода воздуха через двигатель. Полученные результаты по величине предельной целесообразной температуры газов перед турбиной требуют уточнения, так как при полном использовании хладоресурса водорода можно обеспечить предварительное охлаждение воздуха на 400...600 градусов, а не на 200...300, как это принято в работе [104]. Кроме этого, допустимая температура лопаток турбины при использовании новых материалов может быть увеличена, например, с помощью вихревой системы охлаждающих каналов лопатки.

Использование указанных возможностей, в конечном счете, должно, уменьшить потребное количество воздуха, отбираемого в систему охлаждения турбины, и привести к улучшению параметров двигателей.

В 1960-х годах в США работы по применению жидкого водорода в авиации были частично свернуты. Обострение энергетического кризиса в США, приведшее к сокращению в начале 1974 г. объема перевозок на внутренних авиалиниях и вынужденному уменьшению полетов военных самолетов всех видов на 20 %, привело к возобновлению работ по разработке проектов самолетов, использующих в качестве топлива жидкий водород.

Наряду с проведением расчетно-теоретических работ и некоторых экспериментов по применению жидкого водорода в качестве топлива газотурбинных двигателей за рубежом были попытки создания комплексных программ по применению водорода на самолетах. Одной из ранних программ

по применению жидкого водорода в авиации являлась программа проекта высотного сверхзвукового разведывательного самолета фирмы Локхид CL-400, о чем было доложено на симпозиуме в исследовательском центре Лэнгли NASA в 1973 г. [101]. Проект этот не был доведен до конца из-за отсутствия необходимого количества жидкого водорода в других странах для обслуживания такого разведывательного самолета. В период 1971-1973 гг. по проекту NASA был разработан экспериментальный турбореактивный двигатель с тягой 50 кгс, работавший на жидком водороде и предназначенный для использования в качестве модели при проведении исследований и разработке турбореактивных двигателей большой тяги. Фирма Локхид, начиная с 1972 г., проводит широкое исследование потенциальных возможностей использования жидкого водорода в качестве топлива для коммерческой авиации. В результате этих исследований фирма заключила с NASA два контракта: в 1973 году с исследовательским центром Эймса на разработку проекта сверхзвукового пассажирского самолета, использующего в качестве топлива жидкий водород; в 1974 г. - с исследовательским центром Лэнгли на применение жидкого водорода в дозвуковой транспортной авиации. Как ближайшую перспективу, фирма Локхид предложила в 1973 г. модифицировать два транспортных самолета CL-141 для проведения летных испытаний с газотурбинными двигателями, приспособленными для работы на жидком водороде на всех этапах полета, включая взлет и посадку. По оценкам фирмы Локхид стоимость программы переоборудования двух самолетов CL-141 и их силовых установок составит 25-30 млн. долларов и по времени займет не более 4-5 лет. Однако эта программа фирмой завершена не была [97]. В дальнейшем фирма Локхид выступила с более обширной программой, рассчитанной на конец 1970-х и начало 1980-х годов [63, 94]. Для упрощения перехода коммерческой и военной авиации на водородное топливо фирма Локхид предложила создать экспериментальную авиалинию, обслуживаемую четырьмя широко фюзеляжными самолетами на жидком водороде, которая должна была действовать под государственным контролем в течение, по крайней мере, двух лет.

Основные цели предлагаемой экспериментальной программы состояли в следующем: показать техническую возможность и эффективность перспективных процессов производства и сжижения водорода; накопить опыт экономически эффективного использования водорода в авиации; привлечь внимание общественности к преимуществам широкого

использования водорода; продемонстрировать безопасность хранения больших запасов жидкого водорода и обслуживания самолетов на жидком водороде; помочь преодолеть сопротивление переходу на новый вид топлива в современном авиатранспорте; разработать и опробовать специфические компоненты конструкции самолетных систем и двигателя на жидком водороде.

Согласно графику реализации программы, в случае начала работы в 1980 году, коммерческие перевозки на авиалинии должны были начаться в 1986 году. Общие затраты на всю программу составляли ~ 950 млн. долларов. Несмотря на определенные трудности, присущие международным программам, в данном случае участие нескольких государств могло обеспечить важные преимущества, так как одна авиационная фирма не в состоянии осуществить подобную программу своими средствами. Программа не была одобрена Конгрессом в 1981 г.

Остальные зарубежные крупнейшие самолетостроительные фирмы Боинг и Макдонелл-Дуглас больших программ по водороду не предлагали, но, считая его перспективным топливом, имели в своем составе специальные отделы, работающие над различными проектами самолетов на жидком водороде и анализирующие состояние работы и основные направления по этой теме в научных центрах и других фирмах

Указанные в этом разделе достоинства жидкого водорода как авиационного топлива обеспечивают ряд потенциальных преимуществ до- и сверхзвуковых самолетов на новом топливе по сравнению с самолетами на керосине. В нашей стране, а также за рубежом исследования были начаты еще в конце 1950-х годов, однако из-за отсутствия в то время метода производства баков, хранения водорода и эксплуатации водородной техники, эта идея не получила тогда большого развития. Высокая теплотворная способность водорода позволяет значительно уменьшить потребный запас топлива на борту самолета, уменьшить взлетный вес самолета при заданной дальности полета и заданном весе полезного груза. Меньший вес самолета позволяет уменьшить размеры и вес двигателей, что дополнительно снижает вес самолета. Кроме этого, снижаются требования по длине и покрытию взлётно-посадочной полосы, т.е. капитальные затраты при строительстве аэропортов. Меньший вес самолета позволяет уменьшить удельную нагрузку на крыло. Высокие характеристики горения водорода позволяют увеличить высотность самолетов на 3...7 км, значительно улучшают "чистоту" выхлопных газов, позволяют уменьшить длину основной и форсажной камер

сгорания, т.е. снизить вес двигателя. Благодаря этим качествам имеется возможность создавать равномерное поле температур на выходе из камеры сгорания и уменьшить термические напряжения в элементах конструкции. Высокая теплопоглощательная способность жидкого водорода (хладоресурс) позволяет потенциально рассчитывать на успешное использование его в системах охлаждения элементов двигателя и самолета, т.е. повысить параметры рабочего процесса при сохранении заданной долговечности узлов. Все это говорит о том, что водород обладает достаточно хорошей приспособляемостью к существующим двигателям и самолетам и в дальнейшем это будет способствовать высокой степени унификации первых водородных самолетов и двигателей с существующим парком авиационной техники. Однако применение водорода в авиации влечет за собой также ряд потенциальных ухудшений в конструкции будущих самолетов. Прежде всего, это необходимо существенно увеличить габариты для размещения громоздких баков, из-за чего ухудшается аэродинамическое качество самолёта. Двигатели оснащаются новым комплексом агрегатов. В аэропортах также должны быть созданы значительные по объему дорогостоящие хранилища. Таким образом, общая оценка эффективности применения водорода может быть получена на основе достаточно полного анализа. Результаты расчетов для дозвукового самолета по данным [93, 96] представлены в табл. 2.2.1. Расчеты проведены при постоянных значениях полезного груза и дальности полета.

Таблица 2.2.1. Сравнительный анализ эффективности дозвукового транспортного самолета (L=10190 км, M=0,85, 400 пассажиров)

Топливо/Показатели самолета	Керосин	Водород	Относительные показатели самолета на водороде
1. Максимальная взлетная масса, т	237,2	177,9	-25 %
2. Масса пустого самолёта, т	110,8	110,0	-0,73 %
3. Общий запас топлива, т	75	24	-68 %
4. Тяга одного двигателя, тс	14,82	13,02	-12,1%
5. Площадь крыла, м ²	389	313	-19,5 %
6. Размах крыла, м	59,2	53	-10,5 %
7. Длина фюзеляжа, м	60	66,7	+11,2 %
8. Потребная длина ВПП, м	2435	1900	-22 %
9. Крейсерское аэродинамическое качество	17,91	16,07	-10,3 %
10. Крейсерский удельный расход топлива, кг/кгс ч	0,601	0,207	-65,5 %
12. Цена самолета, млн.долл.	26,5	26,9	+1,5 %

12. Шум боковой, EPN дБ	87,8	87,2	-0,6 дБ
- при пролете, EPN дБ	94,2	89,2	-5,0 дБ
13. Полезный груз, т	39,92	39,92	0

Из табл. 2.2.1 видно, что, несмотря на худшее крейсерское аэродинамическое качество на 10...18,7 %, взлетная масса самолета на водороде будет на 25...26 % меньше, чем на керосине, и что он потребует на 68...66 % меньший весовой запас топлива. Заметно меньшими оказываются и размеры крыла, тогда как длина фюзеляжа возрастает. Приведенные данные относятся к полетным задачам, решаемым дозвуковыми самолетами большой дальности. При уменьшении дальности полета и величины полезного груза, рассматриваемые количественные соотношения могут претерпеть изменения.

Представляют интерес также данные цитированных работ по сверхзвуковым самолетам на водороде и керосине. Результаты расчетов из работ [93, 96] представлены в табл. 2.2.2.

Таблица 2.2.2. Сравнительный анализ эффективности сверхзвукового транспортного самолета (L=7780 км, M=2,7, 234 пассажира)

Топливо/ Показатели самолета	Керосин	Водород	Относительные показатели самолета на водороде
1. Максимальный взлетный вес, тс	345,72	179,13	-48 %
2. Масса пустого самолёта, т	143,98	111,24	-22 %
3. Общий запас топлива, т	149,96	38,735	-74,2 %
4. Тяга одного двигателя, тс	39,40	23,95	-39,2 %
5. Площадь крыла, м ²	1031	739	-28,3 %
6. Размах крыла, м	40,7	34,4	-15,5 %
7. Длина фюзеляжа, м	90,5	103,7	+14,6%
8. Потребная длина ВПП, м	2893	2377	-17,8 %
9. Крейсерское аэродин. качество	8,65	7,42	-14,2 %
10. Крейсерский удельный расход топлива, кг/кгс ч	1,557	0,596	-61,7 %
11. Цена самолета, млн.долл.	61,5	45,5	-26 %
12. Шум боковой, EPN дБ	108	104	-4,0 дБ
- при пролете, EPN дБ	108	102,2	-5,8 дБ
13. Звуковое давление (хлопок) кгс/м ²	9,08	6,44	-29 %
14. Полезный груз, т	22,23	22,23	0

Из табл. 2.2.2 видно, что, несмотря на ухудшение крейсерского аэродинамического качества на $\sim 14\%$ сверхзвуковой самолет имеет меньшую взлетную массу на 48...50% и требует на $\sim 75\%$ меньший запас топлива. Меньшим оказываются так же и размеры крыла. Необходимо отметить, что ухудшение аэродинамического качества самолетов на водороде с одной стороны и уменьшение их взлетной массы с другой стороны очень сильно изменяет потребное соотношение между взлетной и крейсерской тягой. Из рис. 2.2.1, построенного по данным таблиц, видно, что потребная взлетная тяга падает в значительно большей степени, чем потребная крейсерская тяга.

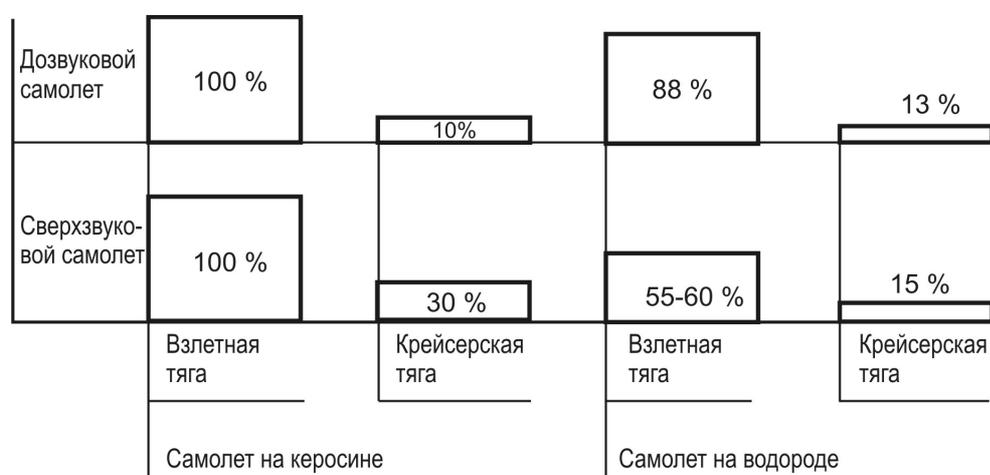


Рис. 2.2.1. Сравнение потребных тяг для самолетов, работающих на керосине и водороде

Так, для дозвукового самолета на керосине $R_{кр}/R_{взл}=0,20$, а для сверхзвукового – $R_{кр}/R_{взл}=0,30$. Для самолетов на водороде соответственно имеем $(R_{кр}/R_{взл})_{доzv}=0,236$ и $(R_{кр}/R_{взл})_{свz}=0,332$. Так как размер двигателя определяется величиной тяги в крейсерском полете, то двигатель самолета на водороде, выполненный по обычной схеме, оказывается в большей степени переразмеренным, чем двигатель для самолета на керосине. Однако абсолютные размеры двигателя для водородного самолета несколько меньше, чем для самолета на керосине. Это свидетельствует о том, что на водородном самолете двигатели переменного цикла могут стать более привлекательными, благодаря их возможности существенно изменить удельную тягу или расход воздуха через двигатель.

Из табл. 2.2.2 ясно также, что использование водорода в качестве топлива позволяет существенно улучшить весовые, летно-технические и

экономические характеристики как дозвукового, так и сверхзвукового самолетов. Полученное преимущество достигнуто в запасе топлива до 64...75 %, в массе самолета на 25...51 %, в тяге двигателя на 12...49 %, несмотря на ухудшение аэродинамического качества водородных самолетов на 10...18 % из-за большего диаметра фюзеляжа (табл. 2.2.3).

Проведенный краткий анализ показывает, что применение жидкого водорода в авиации может обеспечить существенное улучшение весовых и летно-технических характеристик самолетов, но внедрение такого нового топлива требует больших капитальных и эксплуатационных затрат в течение длительного периода времени. Различные технико-экономические оценки в настоящее время приблизительны, так как отсутствует выпуск товарного водорода. Вторым криогенным топливом является СПГ.

Табл. 2.2.3. Показатели самолетов на керосине и водороде

№ п/п	Показатель	Самолёт на керосине, дозвуковой и сверхзвуково	Дозвуковой самолёт на водороде	Сверхзвуковой самолёт на водороде
1.	Стоимость самолётов	100 %	102 %	71 %
2.	Крейсерское аэродинамическое качество	100 %	90 %	82 %
3.	Тяга одного двигателя	100 %	88 %	51 %
4.	Запас топлива (весовой)	100 %	36 %	25 %
5.	Взлётный вес	100 %	75 %	49 %

Необходимо отметить, что в зарубежной литературе нет серьезных исследований по применению его в качестве топлива для авиации. Некоторые сравнительные исследования характеристик самолетов на керосине и СПГ проведены в отечественной литературе. При этом в расчетах принимали жидкий метан, а не СПГ, что существенно сказывалось на результатах расчетов.

Анализ, выполненный совместно ЦИАМ, ЦАГИ, ВНИИ ГАЗ, показывает [23], что применение метана не дает технических или технико-экономических преимуществ, например, дозвуковым самолетам по сравнению с использованием керосина. Метан может рассматриваться как топливо некоторого переходного периода, подготавливающего переход к жидкому водороду. Отработка систем на базе жидкого метана может явиться

необходимой предпосылкой для использования в дальнейшем систем на жидком водороде. Правда, параллельное интенсивное накопление опыта работы с жидким водородом может свести потребность в таком «метановом» периоде к минимуму.

Как видно из табл. 2.2.4, данные самолетов, использующих в качестве топлива керосин и СПГ (метан), отличаются друг от друга не существенно. Это малое отличие определяется свойствами СПГ. По сравнению с керосином СПГ требует почти вдвое больших объемов на самолете. Это обстоятельство вызывает определенные трудности в размещении топливных баков на самолете.

Таблица 2.2.4. Сравнительный анализ эффективности дозвукового транспортного самолета ($M=0,82$, 200 пассажиров)

Тип самолета	СМС		ДМС	
	Керосин	Метан	Керосин	Метан
Топливо/ Показатели самолета				
Взлетная масса, т	113,6	109,9	181,8	179,3
Полезный груз (максимальный), т	25	25	24	24
Тяга двигателей, тс	2 x 13	2 x 12,6	4 x 13	1 x 12,8
Размах крыла, м	41,6	40,9	48,3	48,0
Длина фюзеляжа, м	48,3	48,3	47,0	47,0
Эквивалентный диаметр фюзеляжа, м	5,15	5,15	5,15	5,15
Масса пустого самолёта, т	64,8	63,9	85,9	88,0
Максимальный запас топлива, т	29,4	13,9	55,9	54,7
Взлетная дистанция, м	1911	1911	2608	2608
Цена первого экземпляра, млн.руб	14,3	14,1	18,2	18,5
Дальность полета при $G_{пр\ max}$, км	3499	3518	8509	8504
Себестоимость перевозок, коп/т км	9,37	9,00	12,37	12,16

Исследования проведенные в 1990-х годах АНТК им.А.Н.Туполева и немецкими фирмами Дойче Аэроспейс Эрбас и МББ показали, что наиболее рациональным с аэродинамической точки зрения является размещение баков в верхней части фюзеляжа над пассажирскими салонами. Как видно из

приведенной таблицы применение СПГ, внося в конструкцию самолета проблемы криогеники, не дают, в отличие от жидкого водорода, больших преимуществ самолету с СПГ по сравнению с самолетом с керосином. Поэтому наиболее вероятно, что самолеты, использующие СПГ, будут являться переходным этапом перед освоением жидкого водорода в качестве топлива. Очень многое в этом вопросе будет зависеть от наличия в различных регионах мира развитой наземной инфраструктуры получения, хранения, транспортировки и заправки криогенными топливами. Например, в России с ее большой территорией, большими расстояниями между аэропортами, отсутствием инфраструктуры получения и хранения жидкого водорода и СПГ и наличия разветвленной сети магистральных газопроводов природного газа, наиболее экономически целесообразно первоначально осуществить переход от керосина из нефти на СПГ и в последующем на жидкий водород. Другое дело Западная Европа. По исследованиям, проведенным под руководством фирмы Дойче Аэроспейс Эрбас, наличие развитой наземной инфраструктуры жидкого водорода позволит европейским авиакомпаниям обойтись без промежуточного этапа создания самолетов на СПГ и сразу начать работу над самолетами и двигателями, используемыми в качестве топлива жидкий водород.

Для России переход сразу на жидкий водород нереален, т.к. после отделения Узбекистана и Украины, где было сосредоточено производства жидкого водорода, Россия в настоящее время не имеет своего производства жидкого водорода. Поэтому промежуточный этап с использованием СПГ является необходимостью. При этом для России возникает и вторая необходимость – создание двухтопливного самолета, использующего и керосин и СПГ. Вопрос о двухтопливности рассматривался также и при применении жидкого водорода. Большинство специалистов, занимающихся исследованиями в области будущей авиационной техники, полагают, что переход на водород должен быть совершен в несколько этапов, причём на первых этапах для этой цели будут использоваться существующие самолеты и двигатели, но модифицированные соответствующим образом. Одним из наиболее продвинутых в развитии проектов являлся проект самолета на водороде и проект экспериментальной авиалинии (Питтсбург-Бирмингем-Франкфурт-ЭрРияд), предложенные фирмой “Локхид” [63, 116]. В проекте рассматривались практически все основные проблемы производства жидкого водорода, конструкция самолета, водородных баков, переоборудования аэропортов и организации опытной эксплуатации. В качестве опытного

самолета был выбран широкофюзеляжный самолет “Три Стар”, оборудованный внутрифюзеляжными баками для водорода. Исследования показали, что только новые специальные самолеты смогут в наибольшей мере использовать высокую теплотворную способность водорода для увеличения дальности полета с заданной величиной полезного груза. При этом самолеты будут иметь существенно большие размеры. Существующие самолеты, даже широкофюзеляжные, будут иметь ограничения по объемам, пригодным для размещения водорода. Поскольку водород в крыльях размещать опасно [116] и технически неэффективно, то возникает идея, по крайней мере, применительно к авиатехнике переходного периода – использовать керосин, размещаемый в крыльевых баках, а водород - внутри фюзеляжа или во внешних баках. На рис. 2.2.2 показаны результаты предварительной оценки прироста дальности полета в зависимости от весовой доли водорода в запасе топлива.

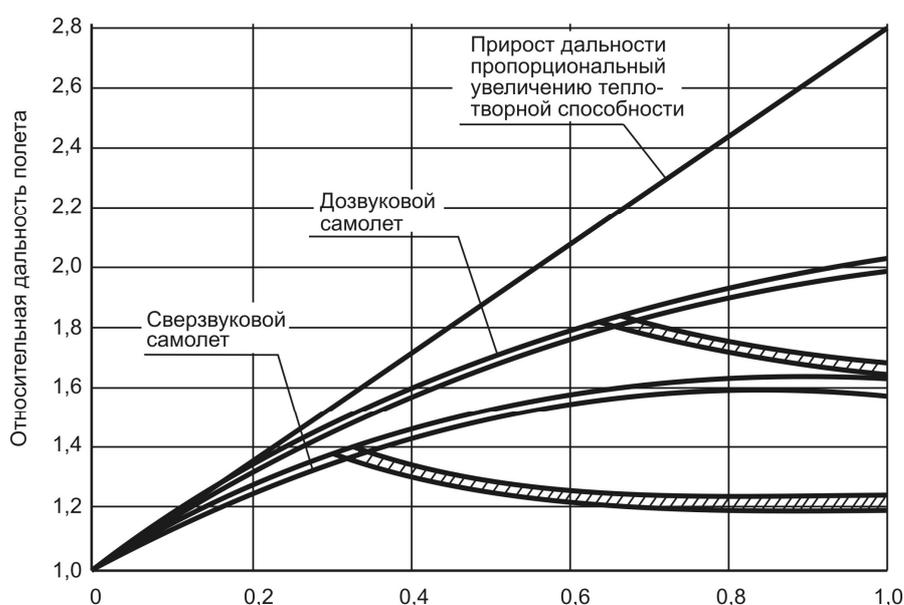


Рис. 2.2.2. Увеличение дальности полета в зависимости от весовой доли водорода в запасе топлива

Из рис. 2.2.2 видно, что наибольший прирост дальности для дозвуковых самолетов, порядка 80 %, ожидается при весовой доле водороде 65...70 %, а для сверхзвуковых самолетов, типа «Конкорд», - порядка 35...40 % при массовой доле водорода 25...30 %. При проведении анализа возник вопрос о возможности использования на обычных самолетах двух топлив – керосина и водорода. Надо признать, что проведенные расчеты по оценке эффективности применения на самолетах двух топлив [74] показали, что

дальность такого самолета по сравнению с самолетом, использующим только водород, благодаря возможности размещения керосина в крыльевых баках, может быть дополнительно увеличена примерно на 20 %. Кроме этого, использование на самолете криогенного топлива и керосина значительно расширяет его тактические возможности.

Развитие концепции двухтопливного самолета связано с усложнением конструкции самолета и двигателя, с некоторыми дополнительным весом, и усложнением эксплуатации. Однако двухтопливный самолет имеет ряд преимуществ по сравнению с чистым «водородным» самолетом, главные из которых заключаются в следующем:

- 1) увеличение дальности полета на ~ 10...20 %;
- 2) значительное повышение гибкости применения, особенно в условиях ограниченной сети аэродромов, оборудованных хранилищами жидкого водорода (вынужденная посадка);
- 3) повышение степени использования объемов самолета при заливке керосина в крыльевые баки;
- 4) уменьшение требуемого диаметра трубопроводов системы подачи при использовании водорода только в крейсерском полете на высоте;
- 5) возможность создания новых бесфорсажных и особенно форсажных двигателей при высокой степени унификации с существующими двигателями на керосине. Относительное улучшение удельного расхода топлива сверхзвуковых ТРДДФ при комбинированной топливной системе (керосин-водород) показано на рис. 2.2.3.
- 6) Видно, что использование водорода только в форсажной камере улучшает экономичность на 45...55 %, а переход на водород и в турбиной камере сгорания дополнительно улучшает экономичность еще на ~ 15 %;
- 7) более благоприятном, в смысле эксплуатации двигателя, отношении тяг двигателя в крейсерском полете и на взлете.

Зарубежные исследования концепции двухтопливного самолета в связи с проблемой использования водорода в авиации были начаты примерно в конце 60-х годов. Одной из первых является работа [39], в которой рассматривается возможность использования дозвукового самолета С-5А в качестве военно-транспортного с заменой углеводородного топлива на водород для увеличения дальности полета. Еще до проведения этой работы было известно, что применение водорода на дозвуковом самолете ведет к значительному увеличению потребных объемов для его размещения. Получалось, что водород необходимо размещать в дополнительных внешних

баках, что увеличивает сопротивление и снижает выигрыш от использования нового топлива.

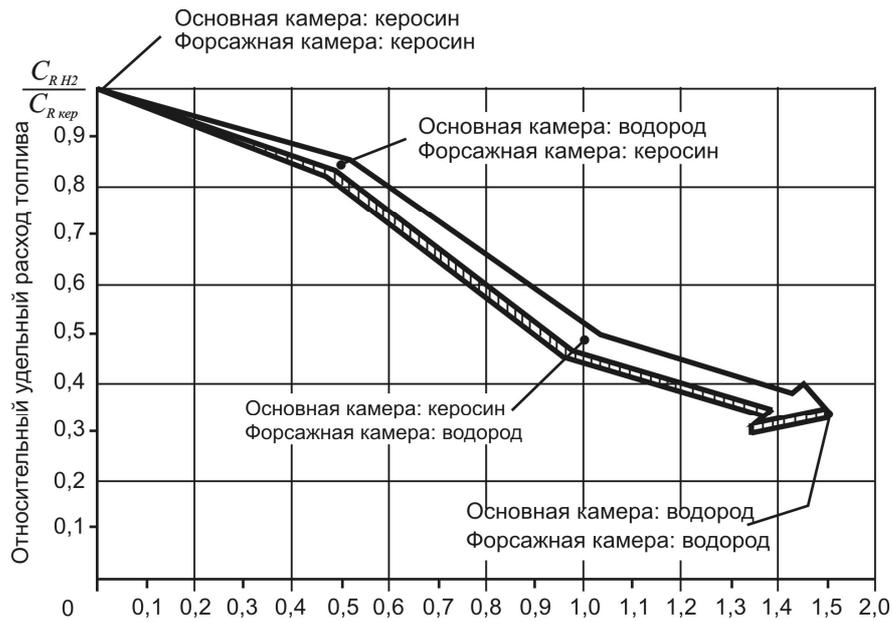


Рис. 2.2.3. Улучшение удельного расхода топлива сверхзвуковых ТРДДФ, при двухтопливной системе (керосин-водород)

Так, крейсерское число Маха полета самолета С-5А при такой модификации снижалось с 0,767 до 0,65. Когда начались поставки самолета С-5А, снова появился интерес к жидкому водороду. В работе [39] рассматривался самолет С-5А с исходной взлетной массой 330 т, исходным максимальным полезным грузом 100 т, запасом керосина 83 т при следующих условиях:

- изменения в конструкции планера должны быть минимальными;
- к существующим двигателям, имеющим керосиновую систему топливпитания, добавляется система подачи водорода;
- водородные топливные баки устанавливаются в грузовом отсеке и являются съемными;
- водород используется только в крейсерском полете, что соответствует уменьшению диаметра трубопроводов, размера насоса, упрощает систему регулирования. Это также соответствует получению максимума дальности, так как первоначально вырабатывается керосин, имеющий меньшую теплотворную способность [39].

В начале 1990-х годов серьезное внимание созданию самолета на криогенном топливе проявила Германия. Инициатором этих работ явилась гамбургская самолетная фирма Дойче Аэропейс Эрбас. Она привлекла к этим работам самолетную фирму Мессершмидт Белков-Блом (ММБ) и

двигательную фирму Моторен унд Турбинен Унион (МТУ). Первоначальный план был таким – создать на базе аэробуса А-310 с двигателями JT-9 американской фирмы Пратт-Уитни самолет-демонстратор на криогенном топливе. Самолет был назван криопланом. Немецкие авиационные специалисты прекрасно понимая, что начинать работы по криогенным топливам с нуля неоправданно дорого и потребует много времени, решили привлечь к этой работе российские фирмы АНТК им.А.Н. Туполева и СНТК им.Н.Д. Кузнецова. Создание криоплана на основе немецких фирм было одобрено и поддержано правительством Германии. Межправительственное соглашение между министерством экономики Германии и министерством авиационной промышленности СССР о привлечении к работе по криоплану обеих российских фирм состоялось в 1990 г. Совместная работа на первом этапе составления технико-экономического обоснования криоплана на 50 % финансировалась из бюджета Германии. К сожалению, после воссоединения в 1991 г. Восточной и Западной Германии, что потребовало больших вложений финансов в Восточную Германию, финансирование работ по криоплану правительством Германии было прекращено. После технико-экономического обоснования совместные работы были приостановлены. В результате технико-экономического обоснования было показано, что для европейского варианта криоплана нет смысла начинать работу с СПГ, а затем переходить на жидкий водород. Хорошо развитая инфраструктура получения, хранения и транспортировки жидкого водорода, отсутствие в Западной Европе собственных запасов природного газа, сложность переоборудования аэродромной инфраструктуры СПГ на жидкий водород (а по ожижительным установкам это просто невозможно) – все это вместе взятое с учетом финансовых затрат определило выбор в качестве топлива жидкий водород. Кроме этого, было также показано, что не имеет смысла для европейского варианта криоплана принимать двухтопливную концепцию. Наличие транспортных емкостей для перевозки жидкого водорода по железной дороге и авиатранспортом, развитая сеть отличных автомобильных дорог и небольшие расстояния между возможными жидководородными терминалами и наиболее удаленным аэропортом (по данным ТЭО не более 800 км) легко решают проблему заправки криоплана жидким водородом при посадке в аэропорт, не имеющий наземной инфраструктуры жидкого водорода. Кроме этого, повышенное внимание правительства Западной Европы и общественного мнения к вопросам экологии и окружающей среды

существенно повышает приоритет жидкого водорода перед СПГ, т.к. в продуктах его сгорания нет оксида углерода, несгоревших углеводородов, дыма, аэрозолей и озонантов, исключено такое канцерогенное вещество, как бенз(а)пирен.

В конце 1995 года проработки криоплана в Германии возобновились теми же самолетными фирмами, но уже на базе ближнемагистрального самолета Дорнье 328 с турбовинтовыми двигателями канадского отделения фирмы Пратт-Уитни PW-119. К этой работе был привлечен и АНТК им. А.Н.Туполева.

2.3. Исследования, проводимые в РФ по криогенным топливам

В середине 70-х годов по инициативе генерального конструктора академика Кузнецова Н.Д. ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова начало серьезное изучение альтернативных топлив и, выбрав в качестве основного топлива жидкий водород, приступило к созданию экспериментального двигателя, работающего на жидком водороде. Несмотря на довольно большое количество теоретической литературы, посвященной термодинамике работы двигателя и анализу самолетов, использующих жидкий водород, практических работ по проектированию автономных систем топливопитания двигателя, регулирования и организации процесса в камере сгорания практически не было. Потому работы по созданию экспериментального двигателя носило по сути дела пионерский характер, почти все относящееся к перечисленным вопросам пришлось ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова начинать с нуля. Одновременно с первыми проектными проработками пришлось создавать экспериментально-испытательную базу, которая бы позволила проводить экспериментальные исследования отдельных агрегатов системы топливопитания и регулирования, камеры сгорания и двигателя в целом. При этом сразу ставилась задача делать стендовые системы питания жидким водородом насосными, вытеснительные системы, как это было в США, были сразу исключены. За короткий срок, в течении двух лет, такая уникальная экспериментально-испытательная база была создана за счет переоборудования и дооборудования имевшихся в СНТК им. Н.Д. Кузнецова стендов для испытания ЖРД. Жидкий водород привозной из производственного объединения Чирчиказот в Узбекистане.

Изучение поведения жидкого водорода в двигательных системах начали с исследования процессов горения при подаче его в форсажную камеру

двигателя НК-144. Это решение было вызвано тем, что не зная поведения жидкого водорода в системе подачи в двигатель и не имея представления о процессах его сгорания, было решено начать эксперименты в форсажной камере и если на первых экспериментах что-то прогорит, то куски металла не повредят двигателя. Этот этап работы в основном закончился к середине 1977 г, получено было представление о поведении жидкого водорода в системах двигателя, приобретен начальный опыт обращения с ним и первые данные о процессе его горения в воздушной среде

С этого периода началась совместная работа с АНТК им. А.Н Туполева по созданию экспериментальных самолета и двигателя как демонстраторов использования жидкого водорода в авиации. Принято решение о создании экспериментального самолета демонстратора Ту-155 на базе пассажирского самолета Ту-154 и экспериментального двигателя НК-88 на базе устанавливаемого на самолет Ту-154 двигателя НК-8-2У. После совместного анализа оба ОКБ приняли за основу концепцию двухтопливности. Учитывая большие пространства России, отсутствие наземной инфраструктуры жидкого водорода на первом этапе работ по созданию самолетов, использующих криогенные топлива, наиболее целесообразно использовать на самолете и двигателе два топлива: керосин и жидкий водород.

Результатом работы по использованию жидкого водорода в авиации, проведенной коллективами СНТК им. Н.Д. Кузнецова и АНТК им. А.Н. Туполева, явился первый полет 15 апреля 1988 г. самолета Ту-155 с одним водородным двигателем НК-88 (два других двигателя этого самолета работали на керосине). После этого полета один из крупнейших специалистов США по авиационным криогенным топливам Бревер заявил: "Нам потребуется, по меньшей мере, пять лет на разработку такой системы и запуск ее в эксплуатацию для достижения такого состояния [29]. После первого полёта самолет Ту-155 с двигателем НК-88 совершил еще 7 полетов и дальнейшие работы по жидкому водороду были прекращены. Эти полеты, а также стендовые наземные испытания самолетных и двигательных систем показали, что выбранные для самолета и двигателя схемы, системы и агрегаты для работы на жидком водороде в принципе работоспособны и в дальнейшем необходимо от экспериментальных демонстраций переходить к созданию целевых самолетов и двигателей к ним

Уже в процессе создания и доводки самолета и двигателя на жидком водороде стало ясно, что в условиях России ожидать в ближайшие десятилетия существенного снижения стоимости производства жидкого

водорода нельзя, наземная инфраструктура жидкого водорода потребует больших капиталовложений и пришло понимание того, что жидкий водород - это авиационное топливо 21 века.

Поэтому с 1984 г. оба коллектива СНТК им. Д.Н. Кузнецова и АНТК им. А.Н.Туполева начали серьезно заниматься сниженным природным газом (СПГ) как топливом для авиации в России, которая имеет более 40 % разведенных запасов природного газа мира, имеется также разветвленная сеть магистральных трубопроводов. Для России наиболее экономически целесообразным путем перехода от углеводородных топлив из нефти для авиации на альтернативные топлива, вероятно, будет переход сначала на СПГ, а затем на жидкий водород. Весь опыт исследования и обработки криогенных систем для жидкого водорода может быть полностью перенесен на отработку СПГ. На начальном этапе работы с СПГ было принято решение переоборудовать экспериментальный самолет Ту-155 и двигатель НК-88 для работы на СПГ. Для двигателя это переоборудование было минимальным - сохранены были и пневмогидросхема, и насосный агрегат, и вся система клапанов управления и схема регулирования, даже камеру сгорания не переделали под СПГ, а оставили в варианте ее работы на жидком водороде. Заменили только датчик частоты вращения насосного агрегата, так как в связи с большей плотностью СПГ, чем у жидкого водорода, частота вращения ротора насоса уменьшилась в 2,5 раза

Трудности при отработке двигателя на СПГ возникли из-за отсутствия в России установок для сжижения природного газа. Оказалось, что в России только одна установка СПГ под Москвой в поселке Видное на газоперерабатывающем заводе, производительностью всего 200 кг/час СПГ. Она еще как-то могла удовлетворить потребности СНТК им. А.Н.Туполева, но никак не могла удовлетворить потребности СНТК им.Н.Д. Кузнецова. Первоначально пришлось возить из Москвы в Самару двумя 8-кубовыми автоперевозчиками СПГ. Параллельно с привозом СПГ СНТК им. Н.Д. Кузнецова, в кооперации с Киевским институтом природного газа Украинской Академии наук изготовили простейшую установку для получения СПГ производительностью до 350 кг/час, основанную на принципе холодообмена между жидким азотом, который вырабатывался на СНТК им.Н.Д. Кузнецова, и природным газом. Опыт работы с природным газом, используемым в качестве топлива для ГТД, у СНТК им.Н.Д. Кузнецова уже был и были стенды для испытания двигателей на природном газе. С конца 1960-х годов СНТК им. Н.Д. Кузнецова занимался конвертированием авиационных

двигателей для газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов.

После окончания работ по жидкому водороду в середине 1988 г СНТК им Н.Д. Кузнецова и АНТК им.А.Н. Туполева сосредоточили работы по криогенным альтернативным топливам на СПГ. В результате проведенных работ 18 января 1989 г. состоялся первый полет самолета Ту-155 с двигателем НК-88 на сжиженном природном газе. Впоследствии, с целью демонстрации СПГ как авиационного топлива и прогресса в создании самолета и двигателя, работающих на СПГ, было совершено три демонстрационных полета в Европу: в октябре 1989 г. - показательный перелет по маршруту Москва-Братислава-Ницца (Франция) на 9-й международный конгресс по СПГ, в мае 1990 г. по маршруту Москва-Ганновер (Германия) на международную авиационную выставку, в июле 1991 г. перелет Москва-Берлин (Германия) на 18-ый Всемирный газовый конгресс. Эти полеты привлекли внимание авиационных фирм всего мира, а для немецких самолетных фирм Ловче, Аэроспейс, Эрбас и МББ эти полеты были толчком к тому, что они начали серьезные работы по созданию самолета на криогенном топливе - криоплана.

Комплекс работ, проведенных на самолете и двигателе, работавших на СПГ, также как и работы с использованием жидкого водорода подтвердили, что первый этап освоения в авиации криогенных альтернативных топлив этап создания экспериментальных самолетов-демонстраторов завершен. Проведенные исследования собственно криогенных топлив, включая оценки и пожаро-взрывоопасности, систем, агрегатов самолета и двигателя, стендовые и летные испытания показали, что выбранные и исследованные направления и конкретные принципиальные схемы и конструкторские решения позволяют перейти ко второму этапу внедрения криогенных топлив в авиации - этапу создания целевых криогенных самолетов и двигателей первого поколения.

2.4. Использование хладоресурсов криогенного топлива

Применение криогенных топлив открывает некоторые потенциальные возможности использовать их хладоресурс для улучшения характеристик двигателя. Особенно это относится к жидкому водороду, использование которого для охлаждения деталей горячей части двигателя либо непосредственно охлаждением их водородом, либо охлаждая воздух, идущий на охлаждение, например, высокотемпературных турбин, может снизить удельный расход топлива, поднять удельную тягу двигателя. Но это потребует

серьезной конструктивной проработки при специальном проектировании двигателя для работы на жидком водороде. На современном этапе применения криогенных топлив в авиации, когда не подвергались переделке ни газоздушный тракт, ни конструкция турбины, работы по использованию хладоресурса для улучшения параметров двигателя не проводились. Однако, была попытка использовать хладоресурс водорода для охлаждения воздуха система кондиционирования для самолета Ту-155. И вот тут столкнулись с неожиданностью - оказалось, что хладоресурс водорода ограничен: на режиме малого газа и близких к нему, т.е. когда расход водорода, идущего в двигатель в 5...10 раз меньше, чем на взлетном режиме, хладоресурса не хватает для обеспечения нормальной работы системы кондиционирования. На режиме высотного полета при $H=11$ км и $M=0,7...0,8$ хладоресурс настолько ограничен, что при крайних отклонениях в работе системы кондиционирования его уже не хватает для нормальной работы системы. Естественно, что при применении в качестве топлива СПГ, температура кипения, которая на 100° выше, чем у жидкого водорода, хладоресурс его будет значительно меньше и использование его для нужд двигателя и самолета становится проблематичным. Тем не менее, в дальнейших работах по криогенным топливам все эти вопросы использования хладоресурса должны быть более подробно изучены. Наибольший интерес представляет оценка возможности повышения термодинамического цикла охлаждения воздуха, идущего на охлаждение турбины.

3 РАЗРАБОТКА ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СХЕМ СИСТЕМ ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ НА КРИОГЕННЫХ КОМПОНЕНТАХ

3.1. Принципы построения пневмогидравлической схемы системы топливопитания двигателя на жидком водороде

В понятие системы топливопитания криогенными топливами входит пневмогидравлическая схема питания двигателя топливом, состоящая из насосного агрегата с приводом, клапанов управления, регулятора, теплообменника, системы регулирования, системы газификации.

Хронологически ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова начал заниматься изучением применимости жидкого водорода в качестве топлива для авиадвигателей, а затем был осуществлен переход к сжиженному природному газу. Поэтому выбор системы и агрегатов топливопитания и исследования ее поведения при работе двигателя были проведены для жидкого водорода. При переходе к СПГ было обнаружено и показано, что принятые решения для жидкого водорода практически полностью применимы и для СПГ. Особенности работы с СПГ по сравнению с жидким водородом конечно есть, но они, как правило, упрощают некоторые элементы системы топливопитания, принятые для жидкого водорода. Поэтому при рассмотрении вопросов, связанных с пневмогидравлической схемой, насосным агрегатов, системой газификации, а также камерой сгорания основное внимание будет уделено жидкому водороду. Это связано с тем, что температура кипения жидкого водорода $-252,8^{\circ}\text{C}$ значительно ниже, чем у СПГ -162°C и все проблемы, связанные с криогенным состоянием топлив для жидкого водорода более обострены и требуют радикальных мер для обеспечения работоспособности всей системы топливопитания. В каждом разделе будут указаны особенности, которые накладывает применение СПГ на агрегаты и систему топливопитания.

На первом этапе внедрения криогенных топлив в авиацию целесообразно использовать на самолете два вида топлива: криогенное топливо и традиционное углеводородное топливо - керосин. Такое принципиальное направление, принятое ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, определило требование создания для двигателей двух топливной системы топливопитания, регулирования и управления, позволяющей эксплуатировать двигатель с обеспечением заданных характеристик как на керосине, так и на криогенном топливе и, в первую очередь, на жидком

водороде.

Параметрическая и конструктивная надежность систем питания керосина в авиационных газотурбинных двигателях доказана их более чем тридцатилетней эксплуатацией на самолетах различного назначения. В тоже время о функциональной надежности системы питания жидким водородом для авиации по существу не было никаких данных и необходимо было все создавать заново, так как близких технических прототипов не существовало.

Работы, проведенные ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова показали, что основные трудности при создании надежной системы топливопитания авиационных двигателей на жидком водороде, заключаются в разработке и обеспечении надежной работы водородных насосов, клапанов управления и других узлов и арматуры топливной системы, а также в обеспечении надежного функционирования системы регулирования жидкого водорода. Это связано с особыми теплофизическими свойствами жидкого водорода (криогенность, низкая плотность, малая вязкость и др.), его взрыво- и пожароопасность при смешении с кислородом воздуха и вредным воздействием на конструкционные материалы (наводораживание и охрупчивание). Для СПГ задача несколько упрощается, так как СПГ не обладает вредным воздействием на конструкционные материалы и имеет большую плотность, чем жидкий водород.

Перечисленный далеко не полный комплекс свойств и воздействий жидкого водорода на конструкцию агрегатов системы топливопитания частично апробирован при доводке и эксплуатации отечественных и зарубежных ЖРД, работающих на кислороде и водороде. Поэтому опыт проектирования ЖРД и их эксплуатации необходимо в полной мере использовать при создании системы питания жидким водородом авиационных ГТД. Однако относительно короткий ресурс работы не позволяет полностью моделировать методы проектирования и обеспечения заданного уровня надежности систем ЖРД для систем подачи жидкого водорода авиационных ГТД. Кроме того, диапазон изменения режимов работы и диапазон регулирования ЖРД принципиально отличается от авиационных ГТД. Поэтому преемственность в принципах проектирования и доводки можно иметь в виду только при рассмотрении методов расчета, схемных решений, конструктивных вариантов системы топливопитания, направленных на достижение заданного уровня функциональной и параметрической надежности системы в целом.

Пневмогидравлическая схема двигателя представляет собой

совокупность систем и агрегатов, выполняющих функции управления и питания топливом двигателей на всех этапах работы, начиная от стоянки заправленного самолета и заканчивая очисткой полостей для подготовки последующего запуска.

Учитывая, что жидкий водород накладывает на систему топливопитания двигателя ряд специфических требований, рассмотрим отдельные функции, которые должны осуществляться пневмогидравлической схемой. В качестве примера на рис. 3.1.1 представлена пневмогидравлическая схема двигателя НК-88.

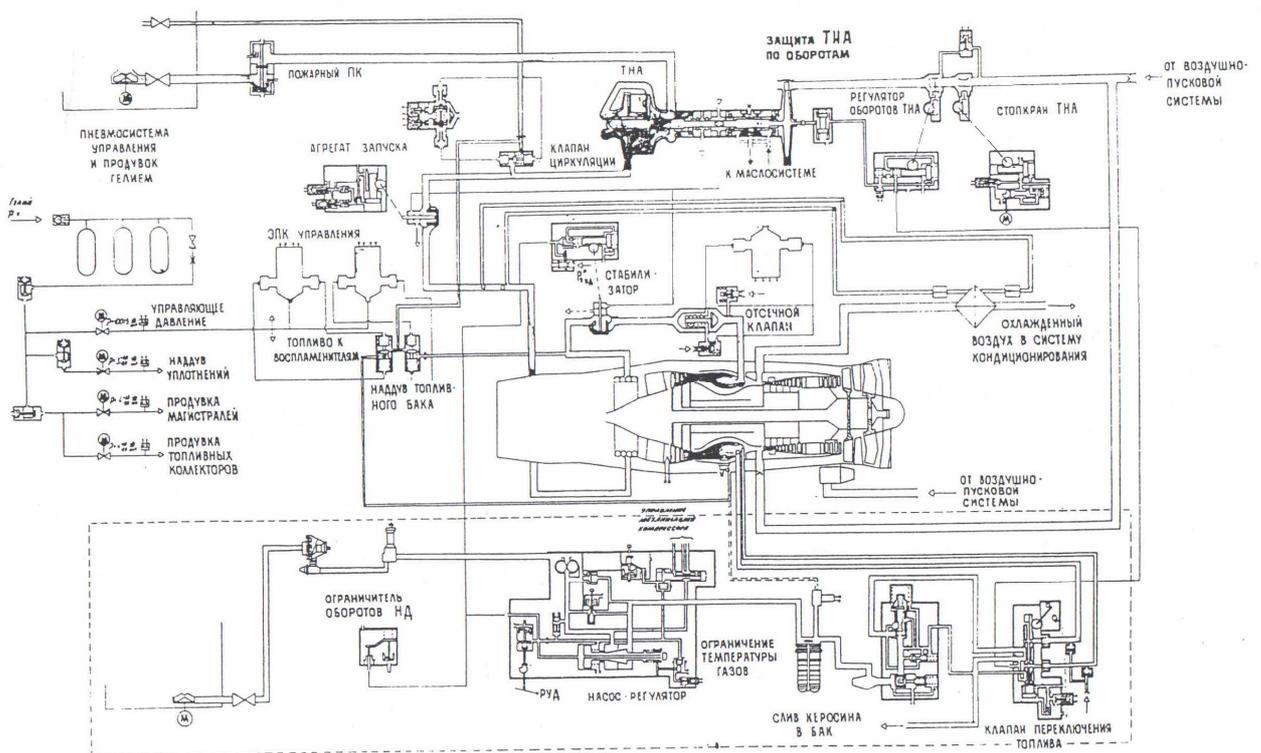


Рис. 3.1.1. Пневмогидравлическая схема системы топливопитания и регулирования двигателя НК-88

Обеспечение запуска насоса. В ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова был накоплен большой опыт по запуску насосов криогенной жидкости для ЖРД. Можно выделить два основных способа запуска насоса, известные как "горячий" запуск и "холодный" запуск. При "горячем" запуске криогенная жидкость подается в неохлажденный насос в режиме "стержневого" течения с пленочным кипением по периферии. При этом охлаждение конструкции насоса завершается на рабочем режиме насоса. Применительно к ГТД этот способ запуска имеет ряд недостатков. Так, при запуске ГТД необходима точная дозировка топлива на площадке розжига камеры сгорания и в процессе выхода двигателя на режим малого газа. Наличие же

неоднородности и нестационарности фазового состава в дозирующем устройстве может привести к нестабильности процесса запуска и усложнению его. Кроме того, для обеспечения "стержневого" режима течения в насосе необходим достаточно большой расход через насос, который больше потребного расхода для двигателя, что приводит к необходимости перепуска топлива из-за насоса.

Наибольшее применение нашел "холодный" запуск. При "холодном" запуске производится предварительное охлаждение (захолаживание) конструкции насоса до температуры криогенной жидкости. Одним из способов захолаживания является прокачка рабочей криогенной жидкости через насос. Для экспериментального двигателя НК-88 выбран "холодный" запуск как наиболее отработанный и достаточно простой с точки зрения конструктивного исполнения.

Очистка от воздуха агрегатов и трубопроводов. Необходимость очистки трубопроводов связана, с одной стороны, с предотвращением замерзания воздуха в подвижных элементах агрегатов, вызывающего отказ в работе этих агрегатов, с другой стороны, с предотвращением образования взрывоопасной смеси с кислородом воздуха. Возможно проведение очистки как вакуумированием, так и замещением нейтральным газом с температурой сжижения ниже, чем у водорода то есть гелием. После проведения ряда экспериментальных работ для двигателя НК-88 выбрана очистка магистралей гелием как наиболее технологичная и обеспечивающая простоту конструктивного выполнения.

Герметизация агрегатов и дренажирование. Взрывоопасность водорода в смеси с воздухом требует применения особых мер для предотвращения утечки водорода в мотогондолу через уплотнения подвижных элементов агрегатов из-за низкой температуры и высокой текучести водорода. Обычные сальниковые уплотнения становятся неэффективными поэтому, там где позволяет конструкция, необходимо применение сильфонных уплотнений. Если же сильфонные уплотнения применить невозможно (например, для уплотнения вращающегося вала) и приходится применять сальниковые уплотнения с дренажированием в атмосферу в специальную зону, необходимы специальные меры для предотвращения утечки водорода из дренажной полости в мотогондолу. Такой мерой может служить создание вокруг вала за дренажной полостью гелиевого пневмозатвора.

Защита уплотнений подвижных элементов от промерзания. Низкая температура водорода приводит к интенсивной конденсации паров воды и

воздуха на внешних поверхностях, не имеющих теплоизоляции, в том числе и на уплотнениях подвижных элементов, что приводит к прихватыванию подвижных элементов и отказу в работе агрегатов. Для исключения обмерзания уплотнений необходимо создание гелиевой среды в зоне уплотнений, то есть необходима вентиляция зоны уплотнений гелием.

Очистка топливных магистралей за отсечными клапанами при останове двигателя. Очистка водородной магистрали за отсечным клапаном необходима для предотвращения образования взрывоопасной среды в двигателе после его останова вследствие выпаривания водорода из магистрали. Наиболее просто очистка обеспечивается подачей гелия в магистрали с водородом.

Двухтопливность двигателя также приводит к необходимости очистки и керосиновых коллекторов, чтобы исключить замерзание или коксование керосина в них при работе двигателя на водороде. Очистку керосиновых коллекторов можно проводить азотом.

Управление клапанами. Из всех возможных способов управления клапанами пневматический имеет неоспоримые преимущества. Только пневматическое управление гелием обеспечивает выполнение всех требований к водородным клапанам, а именно – быстроедействие, необходимое усилие прижатия запорного органа клапана для обеспечения герметичности, надежное разделение управляющей и рабочей полостей путем применения сильфонного уплотнения, работоспособность при низких температурах. Кроме того, пневматические клапаны имеют хорошие весовые характеристики. Однако нужно отметить большие недостатки у клапанов с пневматическим управлением, которые заключаются в следующем:

- для работы на жидком водороде в качестве управляющего газа нужно применить только гелий, так как остальные газы при низких температурах ($-252,8^{\circ}\text{C}$) ожижаются и замерзают;

- на борту самолета необходимо иметь достаточно большое количество баллонов высокого давления (не ниже 150 кгс/см^2) со сжатым гелием, занимающих всегда ограниченный полезный объем самолета и требующих предполетной заправки. Для целевых самолетов это только увеличит эксплуатационные расходы, потребует специального гелиевого хозяйства и усложнит эксплуатацию.

Для двигателя НК-88 были выбраны пневмоуправляемые клапаны и они хорошо и надежно работали. Но для целевого самолета необходимо перейти на управление клапанами с шаговыми электромоторами, которые должны

быть спроектированы для работы при низких температурах

Особенности пневмогидравлической схемы при работе на СПГ.

Структурно и функционально пневмогидравлическая схема для СПГ практически не отличается от водородной, но некоторые функции могут быть упрощены. Так, например, очистку от воздуха агрегатов и трубопроводов, а также очистку топливных магистралей за отсечными клапанами при останове двигателя делать не нужно, так как при температуре СПГ не может быть замерзания воздуха, а после останова по опыту работы за отсечными клапанами находится не СПГ, а природный газ, который при выбеге двигателя в течение двух минут полностью выдувается. При создании, например, в насосном агрегате, пневмозатвора вокруг вала можно применить воздух от компрессора, а не гелий, как это делается для жидкого водорода. Вентиляцию уплотнений подвижных элементов также возможно производить воздухом, отбираемым от компрессора, а не гелием. Более узкие пределы опасных концентраций природного газа по искровому воспламенению и детонации позволяют упростить систему вентиляции агрегатов пневмогидравлической схемы.

3.2. Выбор системы подачи криогенных топлив в двигатель

Криогенные топлива для авиационных двигателей, ввиду их особых физических и термодинамических свойств, ставят перед разработчиками системы топливопитания помимо вопросов технологического порядка, рассмотренных выше, вопрос о выборе способа подачи водорода в двигатель. Основными проблемными вопросами при создании системы подачи криогенных топлив в камеру сгорания авиационного ГТД следует считать:

- обеспечение большого потребного диапазона регулирования по расходу;
- обеспечение работоспособности насосного агрегата при низких располагаемых давлениях криогенных топлив на входе в насос в широком диапазоне расходов;
- обеспечение динамической устойчивости системы подачи при регулировании двигателя во всем потребном диапазоне расходов.

Для решения поставленных вопросов необходимо, прежде всего рассмотреть сравнение способов подачи криогенных топлив в двигатель. В общем случае любая система подачи авиационного ГТД состоит из топливоподающего насоса и его привода, трубопроводов, органов

регулирования и управления (регуляторы расхода и клапаны). Назначение системы подачи - обеспечить подачу заданного расхода топлива в камеру сгорания двигателя с регламентируемой величиной давления в соответствии с программой регулирования. Наличие в системе подачи насоса и его привода говорит о том, что в ней, как составная часть, существует энергетический узел, который одновременно является объектом регулирования при запуске двигателя, останове и эксплуатационных режимах.

Постановка задачи выбора способа подачи криогенных топлив сводится к трем принципиальным вопросам:

- тип насоса;
- тип привода насоса;
- агрегатное состояние криогенного топлива перед форсунками камеры сгорания.

Важнейшей особенностью насоса криогенного топлива для системы топливопитания авиационных ГТД является его многорежимность и, следовательно, большая потребная степень дросселирования расхода криогенного топлива, которую можно представить в виде: $K_d = G_{\max} / G_{\min}$, G_{\max} , G_{\min} - максимальный и минимальный расходы жидкого водорода, проходящего через двигатель.

Для авиационного ГТД типа НК-88 величина $K_d = 8 \dots 10$. Для двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажом потребная степень дросселирования расхода топлива в контуре питания форсажной камеры будет $K_d = 30$ и выше.

Для сравнения в табл. 3.2.1 указаны потребные величины K_d для различных типов двигательных установок (ДУ) современных летательных аппаратов. Из рассмотрения данных этой таблицы можно заключить, что для авиационного ГТД величина K_d наибольшая из всех типов ДУ. Кроме того, из нее следует, что для криогенных топлив пока не создана насосная система подачи топлива с $K_d \geq 3$. Проблема обеспечения потребного диапазона дросселирования или потребного диапазона регулирования насосной системы топливопитания криогенными топливами по расходу требует анализа альтернатив, связанных с выбором типа насоса.

По способу воздействия на рабочее тело все насосы делятся на объемные (шестеренчатые, колесные, плунжерные и т.д.) и динамические (центробежные, осевые и т.д.), отличающиеся формой напорной

характеристики $P_n = f(Q)$, величиной КПД на расчетном режиме и динамическими свойствами насосной системы подачи топлива. Эти отличия при определенных количественных показателях способны сузить потребный диапазон регулирования по расходу.

Таблица 3.2.1.

Тип ДУ	Горючее	K_o
ЖРД - ракета Сатурн-У	жидкий водород	~ 1,25
ЖРД экспериментального самолета Х-15	аммиак	~ 3,0
ЖРД баллистических ракет	НДМГ	~ 1,3 - 8,0
ЖРД посадочной ступени лунного модуля космического корабля Аполлон	гидразин	~ 10,0
ТРДД	керосин	~ 10,0
ТРДДФ	керосин	До 100

Производительность объемных насосов однозначно определяется частотой вращения, а напорность - гидравлическими характеристиками магистрали. Максимальная напорность в принципе ограничена только усилием на приводном валу. У динамических насосов напорная характеристика определяется связью между собой всех трех основных параметров - расхода, напора и частоты вращения. Особенностью динамических насосов является наличие линий срыва насоса на напорной характеристике как в области малых расходов (кавитация), так и больших (помпаж). Вследствие этого объемные насосы имеют бесспорное преимущество в части обеспечения заданных диапазонов по напору и расходу. Однако требование по диапазону расхода и напора нельзя рассматривать в отрыве от требования согласования характеристик насоса с задачами, стоящими перед системой регулирования и с типом привода. В системах с переменным режимом работы, к числу которых относятся в первую очередь авиационные ГТД, объемные насосы устанавливаются, как правило, большей производительности, чем требуется, а заданные расходы по режимам обеспечиваются перепуском излишков расхода на вход в насос или в самолетный бак. Оба эти способа перепуска крайне не желательны для криогенных топлив, так как в первом способе повышается температура топлива на входе в насос и существенно ухудшаются кавитационные характеристики насоса, а во втором способе повышение температуры топлива в баке требует значительного повышения давления в баке, чтобы удержать топливо в жидком состоянии и не допустить больших утечек его в дренажи при испарении. Поэтому в криогенных и особенно в водородных

системах с объемными насосами можно рассматривать возможность обеспечения заданных расходов только путем изменения частоты вращения. Это сразу же ограничивает выбор типов приводов. Так практически полностью исключаются из рассмотрения в авиационных двигательных системах механический привод от вала двигателя из-за чрезмерной сложности конструктивного исполнения.

И второе, поскольку расход топлива является основным регулирующим фактором двигателя, то линия управления режимом работы насоса будет функционально входить в систему регулирования двигателя. В этих условиях может приобрести особое значение вопрос обеспечения устойчивости процесса регулирования из-за появления дополнительных и инерционных звеньев. Дополнительных же стабилизирующих воздействий на расход система с объемными насосами не допускает. Задача обеспечения устойчивости одна из наиболее сложных и, как правило, решается путём теоретических исследований и в дальнейшем для обеспечения надёжности результатов проверяется экспериментальными методами. В этом плане характеристики динамических насосов открывают значительно более широкие возможности по способам воздействия на расход через систему с целью обеспечения заданных статических и динамических характеристик, включая и такое эффективное стабилизирующее воздействие как дросселирование магистрали, например, установкой регулятора расхода. Решающий довод в пользу динамических насосов выявляется при рассмотрении вопроса надёжности. Из всего многообразия типов для насосной системы топливопитания криогенными топливами для авиационного ГТД можно рассматривать и анализировать насосы динамического типа (шнекоцентробежные, осевые), и объемные (шестеренные, поршневые и плунжерные).

Шестерённые насосы отличаются простотой устройства, небольшими габаритами, но относительно большим количеством трущихся деталей. Имеют достаточно высокий КПД. Максимальное давление на выходе из шестеренного насоса ограничивается прочностью деталей и величиной зазора между корпусом и торцевыми поверхностями шестерен. В связи с необходимостью обязательного перепуска топлива с выхода насоса на вход в него или в самолетный бак, шестеренные насосы не могут быть применены для жидкого водорода, так как сбрасываемый на вход в насос или в бак, нагретый водород либо будет существенно ухудшать кавитационные свойства насоса либо потребует увеличения давления в баке до величины,

недопустимой с точки зрения весовой характеристики самолетного бака. Совместные проработки АНТК им. А.Н. Туполева и ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова показали, что оптимальное давление в баке не должно превышать $3,5 \text{ кгс/см}^3$. Кроме этого, известно по опыту ЖРД на компонентах жидкий кислород-жидкий водород, что при работе шестерен в среде жидкого водорода наводораживание поверхностного слоя зуба шестерни приводит к трещинам и выкрашиванию зуба и, следовательно, снижает надежность и ресурс насоса. Немаловажным является также и тот факт, что шестеренные насосы имеют плохие кавитационные свойства в сравнении, например, со шнекоцентробежными.

Для СПГ шестеренные насосы могут быть применены и ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова проводило расчетные и конструкторские проработки шестеренного насоса для двигателя НК-88. Однако этот тип насоса для СПГ не был использован на двигателе, так как собственного опыта по проектированию и доводке, особенно по антикавитационным свойствам, шестеренных насосов ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова не имело, специализируясь на шнекоцентробежных насосах, которые и были приняты для двигателя НК-88 при работе и на СПГ и на жидком водороде.

Другие типы объемных насосов - плунжерные и поршневые, менее перспективны для авиационного двигателя, так как они более сложны, менее технологичны и требуют тонкой очистки криогенных топлив от примесей. Известен экспериментальный факт досрочного схода испытаний поршневого насоса по причине задиров в паре "поршень-цилиндр" (при зазоре $2,5 \text{ мкм}$) из-за наличия в жидком водороде посторонних мелкодисперсных твердых частиц кислорода и азота [34]. Обеспечение тонкой очистки жидкого водорода от твердых частиц ($<20...30 \text{ мкм}$) является трудной и экономически не обоснованной в настоящее время задачей. Это ограничивает применение поршневых и коловратных насосов в системе подачи криогенных топлив в авиационных ГТД. Область возможного их применения - двигатели малых тяг и мощностей ($R < 3 \text{ тс}$, $N_c < 2000 \text{ л.с.}$), использующих в качестве топлива СПГ.

Осевые насосы в системе подачи криогенных топлив применять не целесообразно. Это хорошо иллюстрирует пример проектирования осевого насоса для двигателя НК-88: для жидкого водорода при повышении давления от 3 кгс/см^2 до 50 кг/см^2 требуется 28 осевых ступеней при высоте лопаток $5...7 \text{ мм}$.

Все сказанное выше позволяет утверждать, что на современном этапе

для вновь создаваемой насосной системы топливопитания водородного авиационного ГТД наиболее целесообразно и рационально применить шнеко-центробежный насос. Это же положение полностью относится и при работе двигателя на СПГ.

С позиции достижения больших потребных степеней дросселирования на шнекоцентробежных насосах можно утверждать на основании проведенных нами экспериментов, что величина $K_D=8...10$ при подаче водорода на практике достижима (рис. 3.3.1), и имеются перспективные мероприятия по ее увеличению. Кроме того, шнеко-центробежные насосы перед объемными и осевыми насосами имеют следующие преимущества:

- высокий достигнутый уровень надежности;
- высокие величины КПД, коэффициентов напора и антикавитационные свойства;
- отсутствие скользящих и поступательно перемещающихся частей;
- низкий крутящий момент (позволяет применять оптимальный тип привода – турбину);
- хорошие массовые характеристики и безопасность в эксплуатации;
- значительный научно-технический задел по всем направлениям проектирования и доводки;
- достаточные сведения по работоспособности на жидком водороде (отечественный и зарубежный опыт).

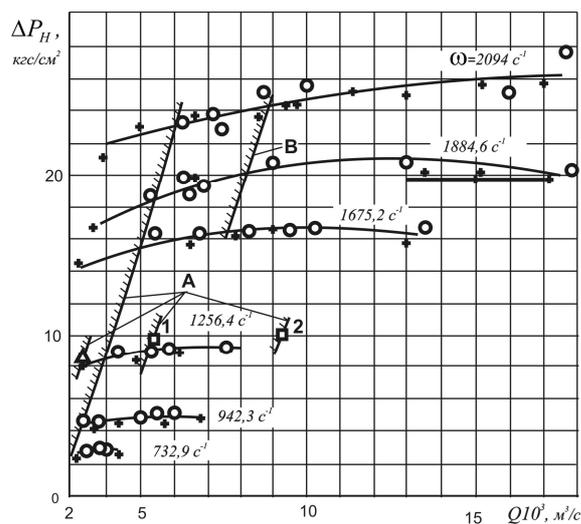


Рис. 3.2.1. Напорные характеристики шнекоцентробежного насоса в широком диапазоне расхода водорода: А, В – границы бесрывной (по расходу) работы насоса; ○ - эксперимент ($P_{вх}=2,7$ кгс/см²); Δ - эксперимент ($P_{вх}=2,9$ кгс/см²); ◻ - эксперимент с перепуском компонента с выхода насоса на вход ($P_{вх}=2,7$ кгс/см²); 1 - $\Delta q=1,6 \cdot 10^{-3}$ м³/с, 2 - $\Delta q=3,78 \cdot 10^{-3}$ м³/с); * - расчет

Перечисленные преимущества шнеко-центробежных насосов и решение принять его за основной тип насоса для авиационных криогенных ГТД хорошо согласуются с результатами исследования в США по выбору типа насоса для ЖРД малой тяги [86] и авиационных ГТД (проект фирмы Локхид), где этот тип насосов получил преимущество по большинству из перечисленных критериев. При решении задачи выбора типа привода нет смысла рассматривать весь круг возможных типов, он слишком обширен, поэтому остановимся на рассмотрении приводов, имеющих ту или иную степень универсальности, считая, что окончательный вариант привода и способ его регулирования должны обеспечить требуемую степень дросселирования расхода водорода в насосе.

В этом плане заслуживают рассмотрения три типа привода:

- традиционный для авиационных ГТД - механический привод от вала двигателя;
- электродвигатель;
- турбинный привод.

Широкое распространение механических приводов в авиации объясняется несомненным их достоинством при работе двигателей на углеводородных топливах. Это экономичность, простота, практически неограниченные возможности по обеспечению мощности, в том числе, и при запуске, отсутствие влияния собственно привода на динамические характеристики системы топливопитания, надежность.

При переходе на криогенные топлива часть преимуществ теряется, в основном, из-за необходимости обеспечения заданных диапазонов по расходу и напору. Для центробежных насосов, на которых мы остановились, потребуется вполне определенный диапазон изменения оборотов, выходящий за пределы естественного диапазона изменения оборотов двигателя по режимам его работы. Для этого между насосом и двигателем нужен вариатор, что ставит механический привод в ряд наиболее сложных в конструктивном исполнении агрегатов. Таким образом, для механического привода остается возможность использования только на двигателе с приемлемыми характеристиками. Эти рассуждения базируются на имеющихся в настоящее время представлениях о срывных характеристиках центробежных насосов, сложившихся по результатам экспериментов с насосами, разработанными для ракетных двигателей, не требующих широкого диапазона изменения расхода. Поэтому вопрос о применении механического привода окончательно может быть решен по накоплению достаточных теоретических

и экспериментальных данных по насосу. В настоящее же время механический привод следует рассматривать только как перспективный.

Привод от электрического двигателя вряд ли можно считать целесообразным для самолетной силовой установки. Для двигателей типа НК-88 с низкой степенью повышения давления - $\pi_k^* = 11$ и тягой 10...11 тс мощность привода составляет 70-90 кВт. При этом частота вращения шнеко-центробежного насоса для подачи жидкого водорода 40000-50000 об/мин, а для СПГ - 15000-25000 об/мин. Для поколения двигателей, которые будут эксплуатироваться в 21 веке, степень повышения давления будут более 30, а значит пропорционально будет расти мощность насосов. Потребуется увеличение мощности генераторов, устанавливаемых на двигателе в 2...3 раза, против существующей мощности. На электродвигатель нужно установить мультипликатор с системой смазки. По оптимистическим оценкам на 1 кВт потребляемой мощности будет приходиться 2...3 кг массы электропривода с необходимыми системами.

Наиболее приемлемым типом привода является турбинный привод. При этом можно воспользоваться значительным опытом создания турбин для привода насосов ЖРД, вплоть до конкретных решений и, кроме этого, турбинный привод имеет относительную простоту управления режимами работы. Таким образом, проведенный анализ системы подачи криогенных топлив в двигатель определил, что на первом этапе работы предпочтительным является турбонасосный агрегат (ТНА).

Довольно существенным недостатком изолированного от двигателя ТНА является усложнение системы запуска ТНА, из-за необходимости иметь посторонний источник энергии на запуске от бортовой вспомогательной силовой установки (ВСУ) или от наземной системы.

Третий вопрос в выборе системы топливопитания (агрегатное состояние криогенного топлива перед форсунками камеры сгорания) заключается в том, что криогенное топливо необходимо доставить к форсункам камеры сгорания в таком агрегатном состоянии, которое обеспечило бы получение заданного профиля по радиусу и в окружном направлении температурного поля на выходе из камеры сгорания перед турбиной. Этот вопрос наиболее сложный, не нашедший отражения в опубликованной литературе, может иметь, в добавок, разные решения для жидкого водорода и СПГ. Когда топливо подается к форсункам в одном агрегатном состоянии либо в виде жидкости, либо в виде газа, во всем диапазоне работы двигателя от земли до высотно-скоростных характеристик задача для камеры сгорания упрощается. Но при

появлении перед форсунками двухфазного состояния (жидкость + газ) в процесс сгорания вносится неопределенность, что сильно усложняет получение необходимого профиля температурных полей. Двухфазность топлива перед форсунками определяется и изменением теплофизических параметров криогенных топлив по температуре и давлению и, особенно, от величины критического давления. Отметим, что начав работать с жидким водородом, быстро убедились в необходимости его газификации. При подаче жидкого водорода к форсункам, в условиях неорганизованного теплообмена в топливном коллекторе камеры и крайне узкого температурного диапазона устойчивости жидкой фазы водорода, не представляется возможным обеспечение равномерного расхода водорода по форсункам. Поэтому возникает необходимость фазовой стабилизации, что обеспечивается предварительной газификацией всего расхода водорода.

3.3. Анализ открытой и закрытой схем систем топливопитания

Всё многообразие схем топливопитания можно разделить по признаку энергетических связей на два класса: открытые системы подачи и закрытые (рис. 3.3.1). Открытые системы подачи характеризуются тем, что привод по отношению к насосу является независимым источником энергии; то есть можно произвольно менять параметры как привода так и насоса в рамках соблюдения баланса мощностей насоса и привода без их взаимного влияния. Следуя этому определению, механический и электрический привод относится к открытым системам.

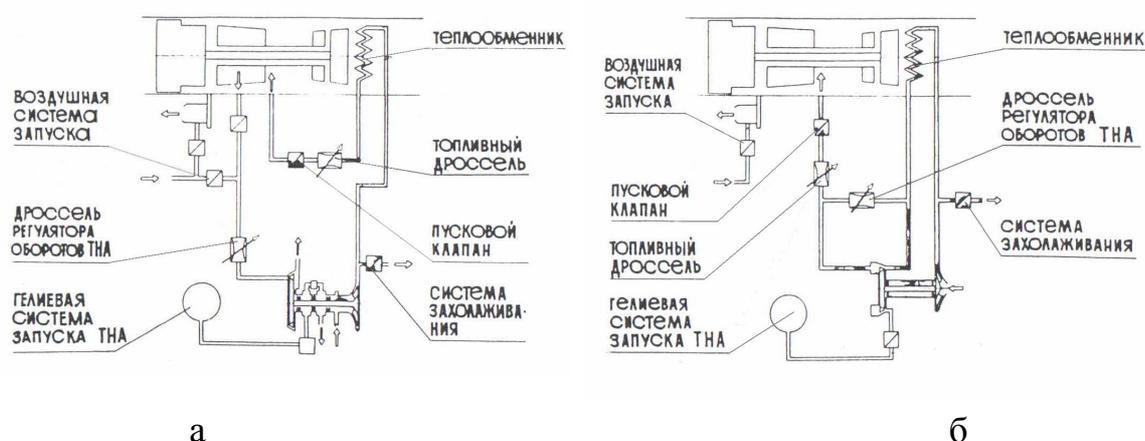


Рис. 3.3.1. Открытая (а) и закрытая (б) системы топливопитания ГТД на криогенном топливе

Для турбонасосной системы открытая схема реализуется, например,

если для привода используется потенциальная энергия воздуха, отбираемого из-за компрессора двигателя. Однако открытая схема имеет и свои недостатки:

- отсутствует проверенная конструкция уплотнения вала насоса, обеспечивающая регламентированные утечки водорода при работе ТНА в течение ресурса;

- отсутствует проверенная конструкция системы надува лабиринтов ТНА с минимальным расходом гелия;

- требуется отбор воздуха для привода ТНА, что увеличивает удельный расход топлива (на 0,9 % для НК-88);

- реализация открытой системы топливопитания является сложной инженерной задачей.

Закрытая схема характеризуется взаимосвязью параметров насоса и привода. Закрытые схемы турбонасосных систем получили широкое распространение в практике создания ЖРД, как наиболее экономичные. В классической закрытой схеме топливоподдачи ЖРД один из компонентов топлива после основного насоса через газогенератор подается к турбине привода и, пройдя через нее, подается затем в камеру сгорания двигателя. В газогенераторе осуществляется подвод энергии к рабочему телу турбины на основе реакции сгорания. Для этого к газогенератору подается также второй компонент, управлением расхода которого обеспечиваются необходимые термодинамические параметры на входе в турбину и управление режимом двигателя в целом. В общих чертах подобная схема может быть применена и для авиационных двигателей, работающих на криогенных топливах. После насоса топливо подается в теплообменник. Где оно газифицируется и подогревается до необходимой температуры, затем на турбину и, пройдя ее, в камеру сгорания. Использование теплообменника вместо газогенератора оправдывается как желанием максимального использования хладоресурса водорода, так и стремлением к упрощению схемы. Закрытая схема является самоуравнивающейся системой. Изменение одного параметра вызывает автоматическое изменение других. Так изменение расхода через систему - приводит к изменению частоты вращения ротора ТНА и напора насоса, а изменение температуры перед турбиной - частоты вращения, расхода и напора. Практически это означает, что не требуется специальной линии управления режимом ТНА. Закрытая схема топливопитания также имеет свои недостатки:

- необходимо создавать запас по давлению, что повышает потребный

напор насоса;

- при повышенном напоре более сложно обеспечить заданный диапазон расхода центробежным насосом;

- необходим специальный гелиевый контур для запуска ТНА с клапанами многоразового действия;

- реализация открытой системы топливопитания, также как и открытой системы, является сложной инженерной задачей.

По технической реализации открытая и закрытая схема турбонасосной системы топливоподачи эквивалентны друг другу. Близки они и по составу агрегатов. В той и другой схеме обязательны ТНА, теплообменник и дроссели управления режимом двигателя. В этом плане единственным преимуществом закрытой схемы является возможность конструктивного обеспечения полной герметизации всей системы подачи. Для открытой схемы необходима специальная система дренажирования утечек криогенного топлива по уплотнениям приводного вала насоса и система наддува полости между уплотнениями насоса и турбины нейтральным газом (гелием) для водорода и воздухом для СПГ для предотвращения попадания топлива в турбинную полость ТНА. Наличие таких систем увеличивает вес силовой установки из-за необходимости иметь на борту запас газа. По предварительным оценкам вес системы наддува уплотнения составляет порядка 20 кг на каждый час работы системы из расчета на один ТНА. Для экспериментального двигателя это обстоятельство не столь существенно, в дальнейшем же, возможно, потребуются специальные мероприятия по снижению веса, например, размещение баллонов с гелием в топливном баке при работе на водороде.

Таким образом, сравнение по конструктивным особенностям схем не выявляет преимущество той или иной. Поэтому необходим более детальный параметрический анализ, который проводится для жидкого водорода.

Первостепенное значение имеет вопрос о напорности насоса ввиду имеющихся ограничений по его срывным характеристикам. Наиболее сложен он для закрытых схем из-за большого числа взаимосвязанных факторов, влияющих на потребный напор.

Для упрощения рассмотрения примем, что весь расход водорода насоса проходит через турбину, что позволяет перейти к удельным параметрам. Основное уравнение энергетического баланса - равенство мощностей насоса и турбины.

Минимальная потребная удельная мощность для привода насоса может

быть записана так $N_{н\min} = f(\pi_c \pi_T P_{кc} - P_{ex}) / \eta_n$, где $P_{кc}$ - давление в камере сгорания; P_{ex} - давление на входе в насос; π_T - перепад давления на турбине; π_c - эквивалентное сопротивление магистралей без учета сопротивления на управляющем органе; η_n - КПД насоса.

Удельная мощность турбины равна $N_T = (k/(k-1))RT_{ex}(1-1/\pi_k^{(k-1)/k})\eta_T$, где R - газовая постоянная (для водорода $R=420$ кгм/кг⁰К); T_{ex} - температура на входе в турбину; η_T - КПД турбины.

Как видно η_T входит как в уравнение насоса, так и турбины, поэтому возникает вопрос оптимизации, так как мощность турбины обеспечивается двумя независимыми параметрами η_T и T_{ex} .

При заданных значениях $P_{кc}$ и π_c можно построить зависимости $N_{н\min} = f(\pi_T)$ и $N_T = f(\pi_T)$ для ряда значений T_{ex} , η_n , η_T . Характер таких зависимостей приведен на рис. 3.3.2.

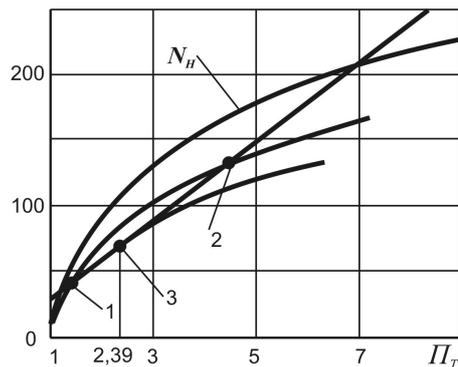


Рис. 3.3.2. Зависимость потребной мощности насоса N_H и располагаемой мощности турбины N_T от перепада давления на турбине π_T

Из рис. 3.3.2 видно, что баланс мощностей обеспечивается в двух точках 1 и 3. Между этими точками $N_T \geq N_H$, слева и справа от них $N_T \leq N_H$, то есть система неработоспособна. Отсюда ясно, что расчетное значение π_T может выбираться только в диапазоне $\pi_{T,1} \dots \pi_{T,2}$, включая границы. Избыток мощности турбины над минимальной потребной для привода насоса идёт в запас на регулирование и компенсируется, например, добавочным сопротивлением управляющего дросселя.

Ширина диапазона $\pi_{T,1} \dots \pi_{T,2}$ зависит от произведения $T_{ex} \eta_n \eta_T$, при увеличении которого ширина диапазона увеличивается. Очевидно, существует такое значение $T_{ex} \eta_n \eta_T$, при котором линии мощности насоса

$N_H = f(\pi_T)$ и турбины $N_T = f(\pi_T)$ только касаются друг друга и это происходит в точке 3. Эта точка характерна выполнением двух равенств $N_T = N_H$ и $dN_T / d\pi_T = dN_H / d\pi_T$, где $dN_H / d\pi_T = \pi_c P_{kc} / \eta_H$; $dN_T / d\pi_T = RT_{ex} \pi_T^{(1-2k)/k} \eta_T$.

Пренебрегая давлением P_{ex} в выражении для мощности насоса, эти равенства можно преобразовать относительно π_T и T_{ex} : $\pi_T = \left(\frac{2k-1}{k}\right)^{\frac{k}{k-1}}$,

$$T_{ex} = \frac{\pi_c P_{kc}}{R \eta_H \eta_T} \left(\frac{2k-1}{k}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Полученное выражение показывает, что π_T зависит от физических свойств рабочего тела турбины и не зависит от других параметров системы. В этом смысле формула является универсальной для всех систем закрытой схемы. Для водорода, у которого $k \approx 1,45$, значение $\pi_T = 2,39$.

Из этого следуют два вывода:

- полученная формула для T_{ex} является выражением для определения минимальной допустимой температуры на входе в турбину;
- максимальный запас по мощности турбины относительно минимальной потребной для привода насоса реализуется, применительно к водороду, при значении $\pi_T = 2,39$.

Вопрос выбора перепада на турбине в основном сводится к вопросу выбора напорности насоса, так как по подводу энергии точки в диапазоне $\pi_{T,1} \dots \pi_{T,2}$ равноценны. Из рис. 3.3.2 очевидно, что минимальный потребный напор реализуется в точке 1 и определяется так $P_{H \min} = \pi_c \pi_{T1} P_{kc} - P_{ex}$. Во всех остальных точках напорность насоса выше не только за счет увеличения π_T , но и из-за необходимости компенсации избытка мощности турбины. В этом случае $P_H = \pi_c \pi_T \pi_D P_{kc} - P_{ex}$, где π_D - перепад давления на дросселирующем элементе.

Существует принципиальная возможность практического выполнения схемы для работы как в точке 1, так и в любой другой и отличаются они способом управления режимом. Для работы в точке 1 управление режимом должно осуществляться либо изменением подвода энергии (изменением T_{ex}), либо изменением расхода через турбину, например, путем перепуска части расхода топлива, минуя турбину непосредственно в камеру сгорания.

Для закрытых схем при заданных значениях P_{kc} , π_c и P_{ex} потребный

напор насоса однозначно определяется значениями $\eta_T \eta_H$, выбранным значением T_{ex} . Характер зависимости P_H от $\eta_T \eta_H$ и T_{ex} представлен на рис. 3.3.3.

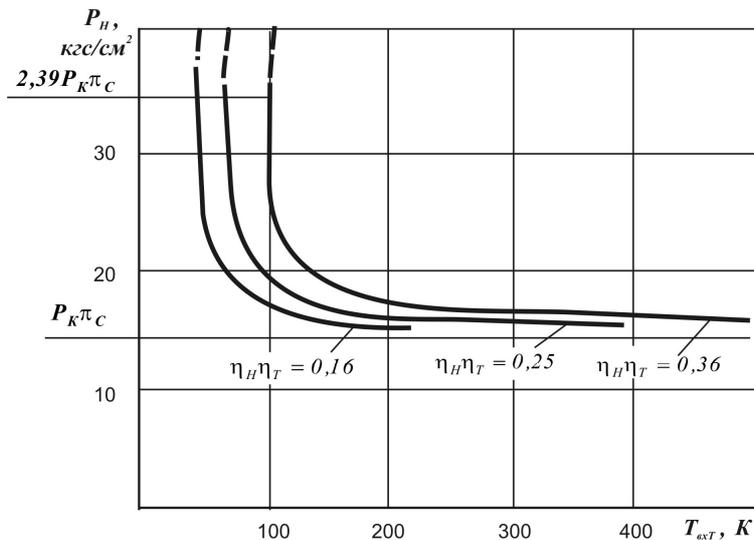


Рис.3.3.3. Графическая зависимость давления на выходе из насоса от температуры водорода на входе в турбину при различных значениях $\eta_H \eta_T$

Максимальный напор соответствует минимально допустимой температуре T_{ex} и равен $P_{H \min} = 2,39 P_{Kc} \pi_c$. С увеличением температуры напор P_H сначала резко снижается, а затем, по мере увеличения T_{ex} асимптотически приближается к величине $P_H = P_{Kc} \pi_c$, то есть фактически к величине напорности насоса открытой схемы, у которой отсутствует перепад на турбине.

В практически реализованной конструкции, естественно, параметры системы будут иметь разброс от расчетных значений. Из предыдущего ясно, что максимальный напор будет реализовываться при $\pi_{c \max}, (\eta_H \eta_T), P_{ex \min}$. Именно на эти значения параметров и следует рассчитывать напорность насоса.

Таким образом, рассмотренные способы управления требуют минимально возможного напора насоса. Однако использовать их для закрытой схемы топливоподачи авиационных двигателей с теплообменником, в качестве источника энергии, затруднительно.

Способ управления по воздействию на входную температуру, являющийся основным для закрытых схем ЖРД с газогенератором, достаточно легкий в управлении и практически безинерционный в тепловом отношении. В случае же применения теплообменника вместо газогенератора

неясно как реализовать систему управления температурой выходящего из него газа. Кроме этого, из-за большей тепловой инерционности теплообменника трудно ожидать сколько-нибудь удовлетворительных динамических характеристик всей системы топливопитания.

Схема с перепуском так же вызывает сомнение по своим динамическим качествам, так как обладает теми же недостатками, что и схема без перепуска. Поэтому, реально можно рассматривать только схему с дросселированием магистрали. Этот способ принципиально отличается от двух предыдущих, в которых поддержание заданного режима обеспечивалось с помощью температуры тем, что воздействие на мощность турбины и насоса осуществляется изменением перепада давления и система всегда работает с превышением мощности турбины над минимальной потребной для привода насоса. Такой характер работы системы обуславливает увеличение потребного напора насоса при отклонении КПД и T_{ex} от расчетных в сторону увеличения.

На рис. 3.3.4. приведен график зависимости относительного напора насоса от относительного изменения входной температуры. График получен по результатам расчета конкретной системы топливоподачи двигателя НК-88 с давлением $P_{kc} = 12$ кгс/см² и управляющим дросселем на газовой линии за турбиной привода.

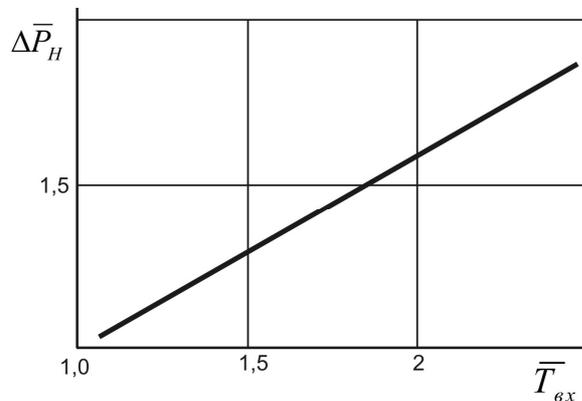


Рис. 3.3.4. Зависимость относительного напора насоса $\Delta \bar{P}_H = \Delta P_H / \Delta P_{H.расч}$ от относительной температуры на входе в турбину $\bar{T}_{ex} = T_{ex} / T_{ex.расч}$

Очевидно, что для снижения напорности насоса требования к характеристикам теплообменника должны быть весьма жесткими, при этом на переходных режимах, приемистости и сбросе газа, из-за тепловой инерционности теплообменника, T_{ex} может значительно отличаться от расчетной температуры на данном режиме, что так же потребует определенного запаса перепада давления на управляющем дросселе.

Таким образом, характеристики теплообменника могут существенно повлиять на напорность насоса, количественно же определить это влияние до проведения прямых экспериментов не представляется возможным. Ясно только одно, что потребная напорность насоса в закрытой схеме будет выше, чем в открытой не только из-за естественного увеличения на перепад давления на турбине, который сам по себе незначителен (по предварительным расчетам для двигателя с $P_{кс} = 12 \text{ кг/см}^2$ достаточен $\pi_T = 1,2 \dots 1,4$ при умеренной температуре $T_{\text{вх}} = 100 \dots 120 \text{ К}$). Неопределенность с потребными запасами по напорности и со срывными характеристиками насоса требует определенной осторожности в принятии решения по использованию закрытой схемы.

Заканчивая разбор закрытой схемы, остановимся на ее динамических свойствах. Поскольку управление и поддержание заданного режима предполагается осуществлять дросселированием водородной магистрали, то выполнение управляющего дросселя в виде регулятора расхода позволит полностью исключить влияние ТНА и теплообменника на динамические характеристики системы регулирования, правда ценой увеличения напорности насоса. Поэтому затруднений в обеспечении устойчивости, связанных со спецификой данной схемы, не следует ожидать. Для получения такого же эффекта в открытой схеме помимо установки регулятора расхода, потребуется автономная линия управления режимом ТНА со своим контуром регулирования.

Дополнительно, следует отметить, что вопрос конструктивного выполнения управляющего дросселя и его привода, работающего в среде жидкого водорода, является принципиально новым, поскольку опыт ЖРД не применим из-за больших различий условий эксплуатации ракетных двигателей ЖРД и авиационных ГТД.

Таким образом, закрытая схема, значительно обостряя вопрос напорности насоса, не несет в себе, исключая несколько лучшие экономические и весовые характеристики, сколько-нибудь значительные преимущества по сравнению с открытой схемой. Практически эти преимущества могут реализоваться на форсажных двигателях больших тяг, для которых открытая схема потребует отбора мощности порядка 1000 л.с., приведенной к валу двигателя.

Необходимо еще раз подчеркнуть, что при закрытой схеме требуется от насосов больший напор, чем при открытой, на величину пропорциональную π_T . Это значительно осложняет работу ТНА. Как будет показано в разделе

"Турбонасосный агрегат". ТНА - это высокооборотная машина. ТНА для обеспечения требуемой напорности насоса на жидком водороде имеет частоту вращения 80000...50000 об\мин. При размерности вала ротора насоса 25...30 мм, произведение диаметра на частоту вращения (параметр $dn10^6$), характеризующее работу подшипников качения, приближается к $1,5 \cdot 10^6$. При таком параметре $dn10^6$ трудно обеспечить надежность работы при современных требованиях к ресурсу авиадвигателя - 4000 ... 5000 часов до капитального ремонта. Для двигателей 21 века со степенями повышения давления выше 30 проблемы подшипников еще более обострятся и в этом смысле открытая схема имеет преимущество перед закрытой схемой топливопитания.

Кроме этого, закрытая схема требует комплексной совместной отработки и доводки системы "теплообменник - турбонасосный агрегат". Разорвать эту систему сложно, она взаимосвязана. Исследования и испытания ТНА и теплообменника в отдельности не могут дать четкого представления о возможности их совместной работы.

Таким образом, можно заключить, что для первого этапа внедрения криогенных топлив в авиации турбонасосная система топливоподдачи, выполненная по открытой схеме, наиболее отвечает поставленным задачам.

Открытая схема, обеспечивая изолированную экспериментальную отработку большинства агрегатов, функционально входящих в состав любых систем топливопитания двигателя (насоса, теплообменника, клапанов управления) с учётом простоты в реализации, требует минимальную напорность насоса, позволяет вынести орган управления режимом двигателя из водородных магистралей, легко конвертируется при необходимости, в закрытую схему. С минимальными доработками система может быть переведена на другой тип привода.

3.4. Система автоматического регулирования двигателя

3.4.1. Общие требования к системе регулирования двигателя

Система регулирования создаваемого двигателя должна обеспечить существующие требования к двигателю, выработанные при работе на керосине по запуску, по параметрам на установившихся и переходных режимах (по точности, временам приемистости и т.д.) во всех условиях эксплуатации. Очевидно, что при работе на криогенных топливах должны

быть также выполнены все эти требования. Кроме этих требований система регулирования при работе на двух топливах должна обеспечить переход с одного топлива на другое.

Управление двигателем при работе на любом из двух топлив с целью обеспечения безопасности должно производиться от одних органов управления.

С целью правильного выбора принципиальной схемы и принятия конструктивных решений для создаваемой системы целесообразно вначале проанализировать наиболее вероятные конструктивные варианты системы регулирования и правильно обосновать ее конструктивные принципы.

Общая система регулирования должна состоять из двух тесно связанных между собой систем, обеспечивающих работу двигателя на керосине или криогенном топливе. Поскольку требования к системе регулирования для работы на керосине не претерпели изменений, то не вызывает сомнения целесообразность использования всех агрегатов регулирования базового двигателя, т.е. двигателя, который переоборудуется под работу на криогенном топливе. Одновременно сохраняются и системы, обеспечивающие работу двигателя - управление механизацией компрессора, охлаждение масла.

Так как в качестве рабочего тела агрегатов базового двигателя используется керосин, то и для привода вновь разрабатываемых агрегатов системы регулирования обоснованно применить также керосин. Единственный новый вопрос - это вопрос стыковки командных агрегатов с низко температурными исполнительными агрегатами системы, который может быть просто решен при правильном расчёте и конструировании термомостов в тягах управления.

Поскольку требования к системе регулирования (по программе регулирования и переходным процессам) при работе на криогенном топливе не отличаются от требований к базовому двигателю, то ставится задача использования одной системы регулирования, которая формирует программу регулирования и обеспечивает установившиеся и переходные процессы. Эта же система является задающей для новой системы подачи при работе на криогенном топливе. В этом случае не потребуется устанавливать на изделии дополнительно агрегат регулирования с функциями, аналогичными существующей керосиновой системы.

При таком подходе потребуется обеспечить постоянную работу керосиновой системы регулирования, например, за счет перепуска керосина

в бак самолета при работе на криогенном топливе, а систему дополнить узлами и агрегатами, которые обеспечат управление подачей криогенного топлива во взаимодействии с агрегатами регулирования базовой керосиновой системы.

С целью облегчения решения вопросов криогенной техники целесообразно при создании системы регулирования, по возможности, не иметь сложных агрегатов регулирования в криогенных магистралях. Поскольку система регулирования базового двигателя является гидромеханической, то целесообразно и в создаваемых агрегатах системы регулирования предусмотреть «гидромеханический» конструктивный принцип.

Особенность решения обусловлена также тем, что и в случае использования электронной системы регулирования для обеспечения надежности обязательно должна быть предусмотрена дублирующая гидромеханическая система.

Опираясь на вышеуказанные принципы, облегчается решение вопросов анализа и выбора схемы и конструктивных решений разрабатываемой системы регулирования. С целью правильного выбора схемы системы регулирования необходимо выявить особенности объекта регулирования - двигателя в совокупности с ТНА. Кроме этого, следует учитывать, что в топливной системе за ТНА устанавливается теплообменник, служащий для газификации криогенного топлива перед подачей в камеру сгорания.

3.4.2. Анализ и выбор схемы системы регулирования

Для лучшего понимания этого вопроса анализ проведем на конкретном примере двигателя НК-88, работающего на жидком водороде. Двигатель представляет собой двухроторный ТРДД с нерегулируемым соплом. Единственным управляющим фактором для такого двигателя является расход топлива.

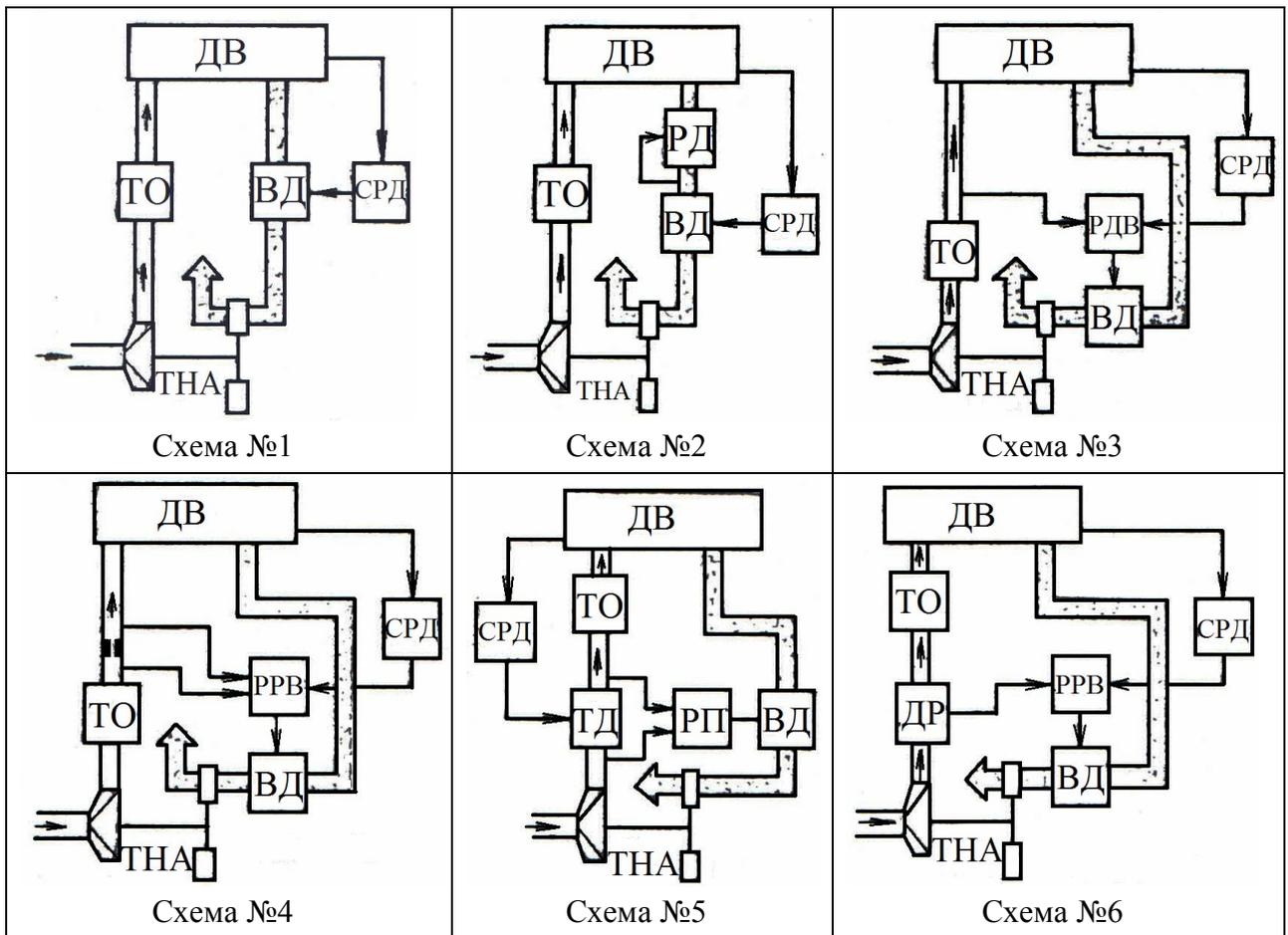
Дополнительное введение в систему регулирования ТНА и теплообменника ухудшает динамические свойства системы регулирования. Без применения дополнительных корректирующих устройств работоспособность системы проблематична.

Анализ математической линейной модели предварительно рассмотренной схемы №1 на рис.3.4.1 без каких-либо корректирующих устройств показал, что она является структурно неустойчивой.

Установка регулятора давления в линии подачи воздуха на турбину ТНА (схема №2 на рис. 3.4.1) может в какой-то мере стабилизировать систему, но требует значительного увеличения расхода воздуха, что неприемлемо из условия экономичности. Поэтому подробное исследование такой схемы нецелесообразно.

Обеспечение структурной устойчивости системы регулирования и значительное улучшение ее динамических свойств можно достичь введением корректирующих устройств: последовательных, параллельных или обратных связей.

В случае использования ТНА для питания двигателя водородом реальным способом обеспечения структурной устойчивости и улучшения динамических свойств является способ стабилизации режима работы ТНА введением отрицательной обратной связи, охватывающей ТНА с воздушным дросселем, т.е. введением в систему дополнительного замкнутого контура регулирования ТНА, управляемого основным регулятором двигателя.



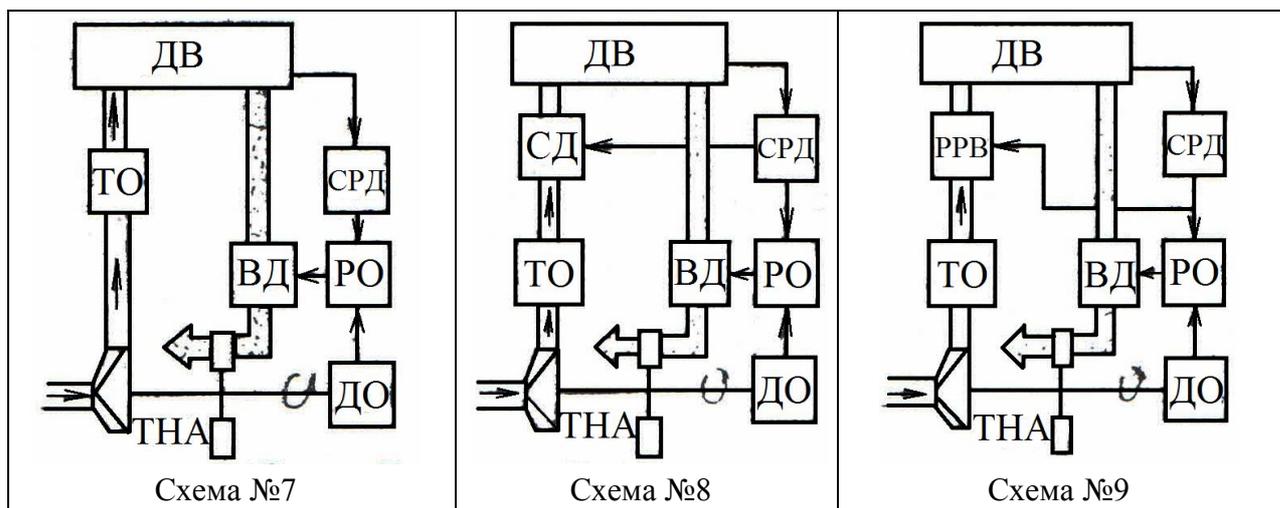


Рис. 3.4.1. Схемы систем автоматического регулирования двигателя: ТНА – турбонасосный агрегат; ДВ – двигатель; СРД – система регулирования двигателя; ВД – воздушный дроссель; ТО – теплообменник; РО – регулятор давления; РДВ – регулятор давления водорода; РРВ – регулятор расхода водорода; ТД – регулируемый топливный дроссель; РП – регулятор перепада; ДР – датчик расхода; РО – регулятор частоты вращения; СД – стабилизирующий дроссель; ДО – датчик частоты вращения;  - водород;  - воздух

В качестве сигнала обратной связи контура ТНА можно рассматривать либо параметры топливной магистрали, либо параметр ТНА - частоту его вращения. В качестве параметров топливной магистрали для сигнала обратной связи ТНА можно использовать давление водорода за ТНА (схема №3 на рис. 3.4.1), расход топлива в виде перепада давления на жесткой шайбе (схема №4 на рис. 3.4.1), регулирующем дросселе (схема №5 на рис. 3.4.1) или в виде электрического сигнала с датчика расхода (схема №6 на рис. 3.4.1).

Схемы №1...№6 обладают существенным конструктивным недостатком - необходимостью замера параметров в криогенном потоке водорода. Описанные схемы №3...№6 обладают другим весьма крупным недостатком, но схемного характера. При любом малом срывном процессе в насосе ТНА за счет уменьшения сигнала расхода контур регулирования ТНА дает резкое увеличение частоты вращения ТНА, что способствует лавинному нарастанию срывного процесса в насосе ТНА. Кроме этого, использование для регулирования ТНА параметров в водородной магистрали (давления, перепада давления, расхода водорода) может вызвать затруднения в организации процесса запуска и перехода с одного топлива на другое.

Помимо конструктивной сложности описанных схем, они не обеспечивают компенсацию инерционности ТНА и теплообменника. Наиболее целесообразной как с конструктивной, так и со схемной точек зрения, является схема с регулированием ТНА по частоте вращения его ротора (схема №7 на рис. 3.4.1). Регулируемый параметр контура ТНА - частота вращения широко используется при регулировании двигателей и легко реализуется как гидромеханической, так и электрической системами регулирования. В этом случае подача водорода в камеру сгорания производится в зависимости от характеристик ТНА и топливной магистрали. Изменение расходных характеристик водородной магистрали за счет изменения параметров водорода и по другим причинам парируется основным контуром регулирования двигателя.

С целью компенсации инерционности ТНА и теплообменника для обеспечения необходимых запасов устойчивости и качества переходных процессов за теплообменником целесообразно установить регулируемый дроссель, управляемый, например, по отклонению от заданной настройки регулируемого параметра двигателя (схема № 8 на рис. 3.4.1).

Перспективно с точки зрения обеспечения необходимого качества установившихся и переходных процессов дополнительная установка за теплообменником вместо регулируемого дросселя регулятора расхода например, упруго-щелевого (схема №9 на рис. 3.4.1), управляемого основным регулятором. В этом случае все входные характеристики системы регулирования двигателя при работе на водороде не должны отличаться от характеристик базового двигателя при работе на керосине. Однако ввиду отсутствия опыта по таким регуляторам целесообразно первоначально на двигатель установить простой регулируемый дроссель, а по регулятору расхода вести параллельно исследовательские работы.

Система регулирования с регулятором частоты вращения ТНА и дросселем или регулятором расхода за теплообменником обладает хорошей схемной надежностью. В случае срывных явлений в насосе частота вращения ТНА будет поддерживаться регулятором на настроенном уровне, а проходное сечение дросселя или регулятора расхода будет увеличиваться. Это будет способствовать восстановлению нормальной работы насоса ТНА, а не усугублению срывных явлений, как это наблюдается в схеме с использованием для регулирования контура ТНА параметров в водородной магистрали.

Естественно, что при глубоком срыве насоса ТНА система

регулирования не предохранит ТНА от относительно медленного увеличения частоты вращения, так как основной регулятор будет увеличивать настройку ТНА в режиме приемистости. Однако ограничением максимальной настройки регулятора ТНА и введением защиты по частоте вращения, раскрутка ТНА исключается.

При дальнейшей проработке конструктивных решений наиболее приемлемой схемы (схема №8 на рис. 3.4.1) возникает вопрос передачи управляющего сигнала от основного регулятора на регулятор ТНА.

Были рассмотрены следующие варианты:

- использование давления в маятниковой полости основного регулятора двигателя НК- 88, пропорционального отклонению регулируемого параметра -частоты вращения ротора высокого давления от заданного уровня;
- использование расхода топлива, дозируемого регулятором в виде перепада давления на расходомерной шайбе или в виде сигнала, пропорционального перемещению дозирующей иглы.

Недостаток использования давления в маятниковой полости регулятора заключается в том, что возникает необходимость дублирования для водородной системы регулятора керосиновой системы в части обеспечения переходных и динамических процессов. Кроме этого, необходимо вновь разработать механизм воздействия регулятора температуры и ограничителя расхода топлива керосиновой системы на водородную систему.

Расход керосина является выходным параметром системы регулирования двигателя, поэтому при его использовании для настройки регулятора ТНА переходные и динамические характеристики системы сохраняются (не компенсируется только инерционность ТНА и теплообменника). Поэтому в качестве задающего воздействие на регулятор ТНА целесообразно принять расход дозируемый керосиновым насосом-регулятором двигателя НК-88. Для этого может быть использован перепад давления на расходомерной шайбе или перемещение дозирующей иглы.

Замер перепада давления проще использовать в качестве сигнала настройки регулятора ТНА, но он может не обеспечить необходимую точность регулирования на низких режимах из-за малого уровня сигнала. Перемещение дозирующей иглы даст большую точность и качество регулирования за счет большего уровня сигнала.

Для принятой схемы регулирования при работе в зоне ограничения максимального расхода керосина регулятором двигателя НК-88 на точность

поддержания заданного режима двигателя будут влиять изменения характеристики ТНА, температуры водорода, поскольку размыкается обратная связь в виде воздействия частоты вращения ротора высокого давления на регулятор ТНА. С целью устранения этого недостатка, особенно отрицательно действующего на взлетном режиме, в систему регулирования целесообразно ввести вместо ограничителя максимального расхода, например, ограничитель максимального давления за компрессором.

Система дозирования водорода на запуске функционально входит в систему регулирования. Поэтому схема системы регулирования, особенно ее водородная часть, может сильно повлиять на сложность и работоспособность схемы дозирования топлива на запуске. Поскольку система регулирования двигателя при работе на керосине остается без изменений, то и систему запуска на керосине целесообразно оставить прежней.

При принятой водородной схеме системы регулирования с регулированием контура ТНА по частоте вращения наиболее просто, по сравнению с другими рассмотренными схемами, можно осуществить дозирование водорода на запуске. Схема позволяет за счет контура регулирования частоты вращения ротора ТНА до начала запуска вывести ТНА на исходную частоту вращения с открытым клапаном циркуляции, обеспечивающим определенный расход водорода через насос ТНА, а затем начинать дозировать водород в камеру сгорания. Дозирование водорода можно производить либо изменением частоты вращения по определенной программе, либо изменением площади установленного за ТНА специального дросселя запуска при постоянной частоте вращения ТНА.

Дозирование изменением частоты вращения на запуске обладает недостатками:

- на низких режимах (ниже расхода малого газа) характеристики ТНА могут иметь значительную неустойчивость;
- трудность обеспечения большого диапазона регулирования частоты вращения ТНА.

Поэтому обоснованно использовать дозирование водорода на запуске с помощью дроссельного крана, установленного за насосом ТНА, при постоянной частоте вращения ТНА. Изменение площади дроссельного крана можно производить по любым принятым параметрам - по времени, по давлению за компрессором и т.д.

Дозирование водорода на запуске при регулировании контура ТНА по параметрам водородной магистрали значительно сложнее:

- предварительная раскрутка ТНА затруднена, так как водород в камеру сгорания не подается и неясен переходный процесс при раскрутке ТНА;
- необходимость замера и регулирования параметров в водородной магистрали с малым уровнем давления.

Переход с одного топлива на другое при принятой схеме можно легко осуществить также с помощью дополнительного дроссельного крана запуска, но при более быстрой переключке. В керосиновой магистрали для целей перехода должен быть также предусмотрен агрегат переключения керосина, подающий керосин либо в камеру сгорания, либо в бак самолета. При процессе переключения с одного топлива на другое необходимо предусмотреть определенную синхронность.

Такая схема переключения в принципе позволяет переходить с одного топлива на другое не только на малом газе, но и на промежуточных режимах. С точки зрения сохранения установленного режима переключение на промежуточном режиме более предпочтительно, так как в этом случае система регулирования будет компенсировать все возмущения, возникающие при переключении. Выбранная схема №10 системы регулирования двигателя НК-88 с агрегатами запуска и переключения, представлена на рис. 3.4.2.

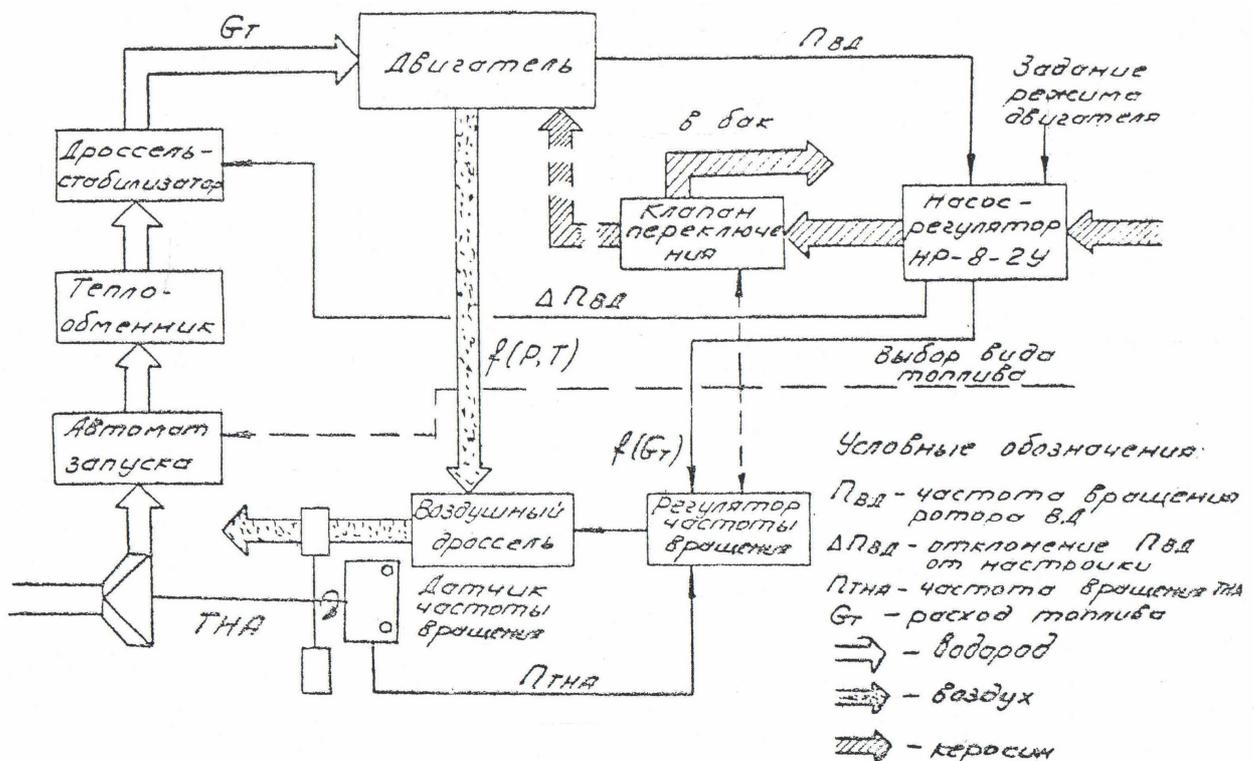


Рис. 3.4.2. Принципиальная схема системы автоматического регулирования двигателя НК-88 (Схема №10)

Приведенный в данном разделе анализ схем регулирования показывает алгоритм подхода к выбору схемы регулирования. В каждом конкретном случае для конкретного двигателя необходимо проводить такой анализ с учетом требований, предъявляемых к двигателю.

3.4.3. Исследование системы регулирования

После предварительного выбора системы регулирования необходимо провести исследование ее статических и динамических свойств. При этом для двухтопливного двигателя необходимо помнить о необходимости выполнения двух основных условий:

- управление всеми режимами работы двигателя должно осуществляться одним рычагом
- управления независимо от вида топлива (керосин или криогенное топливо), криогенное топливо, подогретое в системе его подачи в двигатель, не может перепускаться обратно в топливный бак или на вход в насос.

Выбранные для двигателя НК-88 схема системы регулирования и пневмогидравлическая схема двигателя, представленные на рис. 3.4.2 и 3.1.1, удовлетворяют этим требованиям и, как показал опыт работы на жидком водороде и СПГ на этом двигателе, носят универсальный характер и с большой степенью приближения могут быть применены для работы двигателя на жидком водороде и керосине и СПГ и керосине.

При работе двигателя на керосине используется обычная схема САР: насос-регулятор, согласно положения рычага управления двигателем, формирует необходимый расход топлива-керосина, поступающего в камеру сгорания положением регулирующего органа (дроссельной иглы). Расход керосина не зависит от частоты вращения ротора двигателя, несмотря на то, что объемный расход, вырабатываемый насосом-регулятором, такую зависимость имеет. Это свойство обеспечивается наличием в насосе-регуляторе элементов, поддерживающих постоянный перепад давления на дроссельной игле, что сказывается возможным за счет избыточной производительности насоса на всех режимах работы двигателя. При этом излишки керосина перепускаются с выхода насоса на его вход. Такое свойство регулятора позволяет тщательно спроектировать проходное сечение регулирующего органа и установить на нем различные (как

подвижные, так и неподвижные) ограничительные элементы, обеспечив однозначное соответствие между положением дроссельной иглы и расходом керосина.

Как уже было сказано для криогенного топлива такой принцип регулирования не приемлем из-за невозможности перепуска топлива в расходный бак. В рассматриваемой системе топливопитания переход с керосина на криогенное топливо осуществляется без останова двигателя. При этом открываются стоп-кран ТНА (СК) в магистрали подвода воздуха к турбине ТНА и отсечной клапан (ОК) в магистрали подвода криогенного топлива от ТНА к камере сгорания. Керосин, поступавший к камере сгорания, при помощи клапана переключения топлива (КП) отводится в бак, формируя управляющее давление в соответствии с режимом работы двигателя.

Необходимо заметить, что в зависимости от температуры окружающей среды и режима полета керосин, перепускаемый в бак, может нагреваться до недопустимой по условиям бака величины. Поэтому на линии слива керосина в бак необходимо ставить теплообменник. В случае работы на СПГ охладителем керосина сможет быть СПГ - это уже проверено, а при работе на жидком водороде охладителем приходится принимать внешний воздушный поток.

Итак, получив за счет керосина управляющее давление, воздействуем им на агрегат регулирования (АР) подачи воздуха от компрессора двигателя на турбину ТНА через исполнительный механизм агрегата регулирования (ИМАР). Эта совместная работа агрегатов системы регулирования должна обеспечивать расход криогенного топлива и точность, соответствующий расходу керосина (по теплотворной способности). Такая схема управления расходом топлива при наличии обратной связи по частоте вращения ротора высокого давления двигателя является, в принципе, вполне работоспособной, однако, ей присущи некоторые недостатки:

1. Расход воздуха на турбину ТНА зависит не только от величины проходного сечения исполнительного механизма агрегата регулирования воздуха, но и от частоты вращения ТНА. Причем эта зависимость имеет вид положительной обратной связи. При увеличении проходного сечения ИМАР увеличившийся расход воздуха увеличивает частоту вращения и мощность ТНА, а, следовательно, и расход криогенного топлива, поступающего в камеру сгорания двигателя. Это приводит к увеличению частоты вращения двигателя и степени сжатия в компрессоре, что в свою очередь приводит, при

неизменном проходном сечении ИМАР, к увеличению расхода воздуха через турбину ТНА и т.д. Отсутствие однозначной зависимости расхода воздуха на турбину ТНА только от геометрического положения воздушной заслонки ИМАР затрагивает проблему обеспечения статической устойчивости системы регулирования. По расчетным данным, приведенным в разд. 3.3 -3.4 на рис.3.3.2 -22, совместная точка работы насоса и турбины ТНА (баланс потребной мощности насоса и располагаемой мощности турбины) при некоторых параметрах воздуха перед турбиной может быть статически неустойчивой, то есть небольшое изменение частоты вращения ротора ТНА может приводить к рассогласованию баланса мощностей. В таких условиях система регулирования может не справиться с задачей стабилизации режима работы двигателя.

3. Давление и температура воздуха за компрессором двигателя зависят от внешних условий полета (высота, скорость) и условий регулирования механизации компрессора (положения регулируемого направляющего аппарата компрессора и открытия или закрытия окон перепуска). Все эти факторы влияют на зависимость расхода криогенного топлива от положения воздушной заслонки ИМАР, которое определяется расходом керосина, то есть положением дроссельной иглы насоса-регулятора керосиновой системы. Таким образом, в результате воздействия внешних возмущающих факторов, возникает необходимость постоянной коррекции частоты вращения ротора высокого давления двигателя, что приводит к нарушению связи расхода криогенного топлива с определяющим его расходом керосина. В результате этого для поддержания заданного режима работы двигателя дроссельная игла насоса-регулятора (НР) будет стремиться найти новое положение, соответствующее заданной частоте вращения ротора высокого давления двигателя. Заняв новое положение, дроссельная игла изменит коэффициент передачи (усиления) насоса-регулятора по частоте вращения ротора высокого давления двигателя. В свою очередь это обстоятельство полностью нарушает работу упоров дроссельной иглы, двигатель может не выйти на заданный режим работы, либо наоборот - выйти за его пределы. Таким образом, может оказаться невыполнимым требование об идентичности управления режимом работы двигателя от РУД на керосине и криогенном топливе и смещению границ допустимых режимов работы двигателя. Другим следствием образования положительной обратной связи является неопределенность режима работы ТНА, потому что один и тот же расход криогенного топлива можно обеспечить на различных частотах вращения

ротора ТНА, варьируя давлением перед насосом и гидравлическим сопротивлением напорной магистрали. При наличии теплообменника величина сопротивления напорной магистрали зависит от подогрева топлива. В результате рабочая точка насоса на его напорной характеристике может сместиться к границе срыва, особенно на режиме малого газа и близких к нему режимах (рис. 3.4.3).

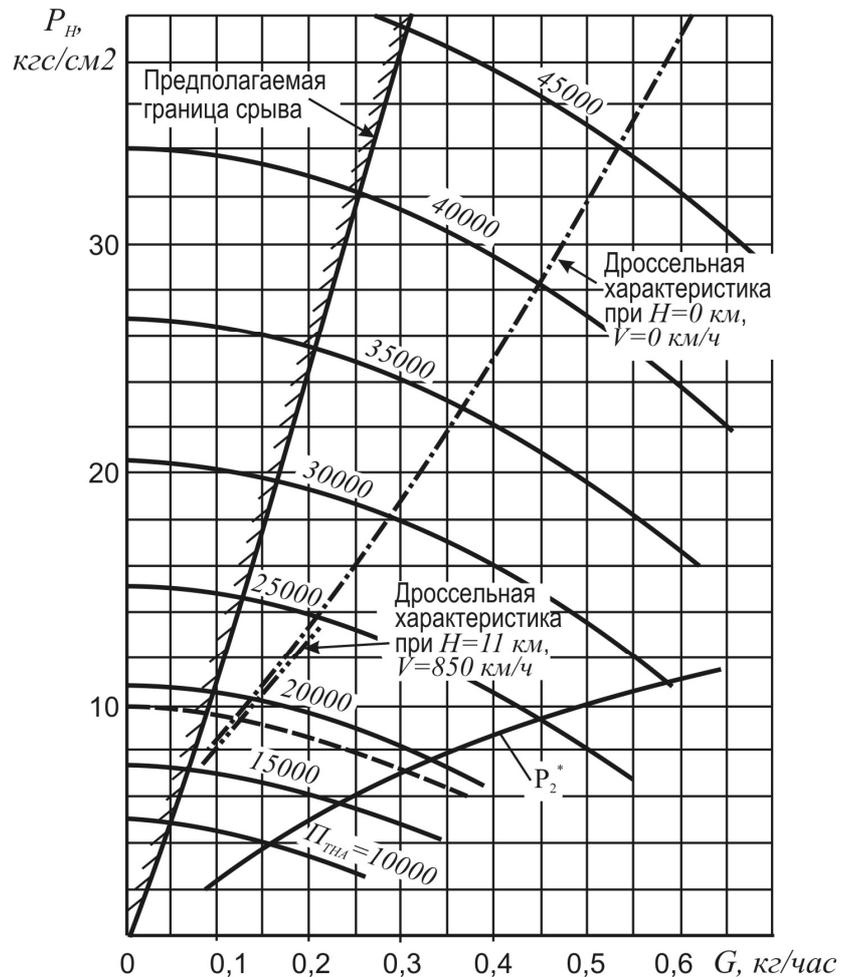


Рис. 3.4.3. Характеристика насоса жидкого водорода двигателя НК-88

Отмеченные недостатки требуют конструктивного и схемного вмешательства в схему САР с целью их полной или частичной компенсации. Необходимо отметить, что понимание всей сложности взаимодействия в системе регулирования турбонасосного агрегата и собственно двигателя пришло не сразу в процессе проектирования двигателя, а постепенно в ходе доводки двигателя НК-88.

Двигатель НК-88 разрабатывался как двухтопливный, для работы на жидком водороде и керосине. При переходе к двигателю НК-89,

работавшему на СПГ и керосине пневмогидравлическая схема и схема регулирования были оставлены без изменений. Как видно из этих двух рисунков за ТНА был установлен автомат запуска, а за теплообменником дроссель-стабилизатор (см. рис. 3.4.2). Автомат запуска работал по временной программе, рассчитанной по времени запуска и выхода двигателя на режим малого газа. Он имел два значения проходного сечения, изменения которых производились по времени. Минимальное проходное сечение необходимо для дросселирования ТНА при запуске и выходе на режим малого газа, максимальное проходное сечение для работы на всех остальных режимах.

Назначение дросселя-стабилизатора определялось тем, что он должен был реагировать на отклонение частоты вращения ротора высокого давления двигателя от заданной частоты и дросселировать газифицированное криогенное топливо на подводе к камере сгорания. По своей идее стабилизатор совместно с двигателем должен был образовать второй быстродействующий замкнутый контур при малых отклонениях. Первоначально предполагалось, что контур регулирования с теплообменником будет очень инерционным и для парирования запаздывания в исполнении команд регулирования или управления был введен в состав САР дроссель-стабилизатор.

В период отработки двигателя НК-88 на жидком водороде было выяснено, что дроссель-стабилизатор, расположенный на выходе из теплообменника не нужен. Для поддержания режима работы насоса ТНА в расчётном диапазоне напорной характеристики необходим дроссель непосредственно за насосом ТНА. На рис. 3.4.4 показано изменение частоты вращения ТНА от относительной площади проходного сечения ИМАР для равновесных режимов двигателя НК-88 по дроссельной характеристике.

Вид и характер изменения проходных сечений ИМАР для работы на жидком водороде или на СПГ практически одинаковы. Расчеты были проведены после получения экспериментальных характеристик насоса и турбины, то есть имеют очень высокую степень достоверности.

Из графика видно, что на малых режимах работы двигателя в земных условиях при питании турбины ТНА воздухом от компрессора двигателя система подачи криогенного топлива может быть статически неустойчивой. Статическая неустойчивость системы подачи топлива в двигатель сама по себе не вызывает каких-либо новых вопросов, но накладывает требования по созданию замкнутого контура регулирования ТНА.



Рис. 3.4.4 Характеристика регулятора частоты вращения ротора ТНА

Кроме этого, возможность появления зоны статической неустойчивости нуждается в дополнительном анализе по выбору места отбора воздуха от двигателя, характера изменения гидравлического сопротивления магистрали подачи криогенного топлива в камеру сгорания (например, наличия в магистрали дросселя с заданной характеристикой).

В результате работы на жидком водороде на двигателе НК-88 и СПГ на двигателе НК-89 пневмогидравлическая схема топливопитания криогенным топливом, показанная на рис. 3.1.1, претерпела некоторые изменения и принципиально стала выглядеть так, как показано на рис. 3.4.5.

Из сравнения пневмогидросхем на рис. 3.1.1 и рис. 3.4.5 следует, что изменения не существенные: был агрегат запуска, вместо него стал магистральный дроссель, снят дроссель-стабилизатор. Но появилась связь между датчиком частоты вращения (ДЧВ) ротора ТНА и агрегатом управления магистральным дросселем (АДМ), так как в системе регулирования двигателя появилось два дополнительных контура регулирования. На валу ротора ТНА установлен рядом с электрическим датчиком частоты вращения ротора ТНА малоразмерный керосиновый насос,

также являющийся датчиком частоты вращения.

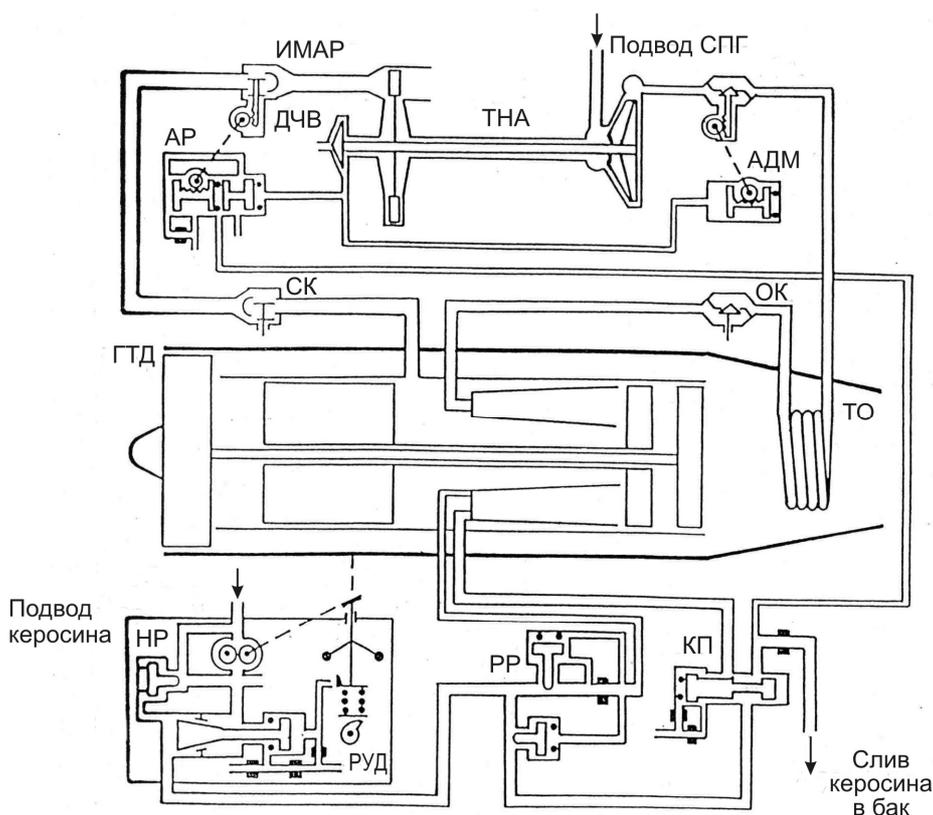


Рис. 3.4.5. Пневмогидравлическая схема системы топливопитания и регулирования двигателя НК-88

Сигнал от этого керосинового датчика поступает в два агрегата: на агрегат регулирования частоты вращения ротора ТНА (АР) и на агрегат управления АДМ магистральным дросселем (ДМ). Магистральный дроссель установлен на напорной магистрали ТНА и служит для изменения ее гидравлического сопротивления. Контур регулирования (АР-ИМАР-турбина ТНА-ДЧВ-АР) является отрицательной обратной связью, парирующей влияние давления и температуры воздуха на его расход и, соответственно, регулирующий частоту вращения ротора ТНА. Контур, обладая достаточным быстродействием, упреждает работу штатной керосиновой системы регулирования воздействующей на АР изменением командного давления от насоса-регулятора, пропорциональному изменению частоты вращения ротора высокого давления двигателя. Этот внутренний контур регулирования уменьшает влияние положительной обратной связи расхода воздуха на турбину ТНА от давления и температуры воздуха за компрессором высокого давления, он является статическим регулятором частоты вращения ротора ТНА и, следовательно, полностью не может исключить влияние

положительной обратной связи, а лишь уменьшает ее глубину. Для обеспечения структурной устойчивости замкнутой системы регулирования топливопитания при использовании астатического изодромного керосинового регулятора двигателей НК-88 и НК-89 может быть применен только статический регулятор частоты вращения ротора ТНА. Введение второго астатического регулятора нецелесообразно, так как не будет обеспечена структурная устойчивость системы регулирования.

Второй внутренний контур регулирования (ДЧВ-АДМ-ДМ-расход криогенного топлива-ДЧВ) является корректирующим. Его назначение сводится к поддержанию режима работы насоса ТНА в расчетном диапазоне напорной характеристики за счет изменения гидравлического сопротивления напорной магистрали. На режиме малого газа, где требуется минимальный расход криогенного топлива, выбирается максимально возможная частота вращения ротора ТНА, на которой еще не происходит кавитационный срыв насоса. На взлетном режиме выбирается минимально возможная частота вращения ротора ТНА с целью поддержания насоса в расчетном диапазоне работы. Обеспечение указанных условий минимизирует диапазон изменения частоты вращения ротора ТНА. Реализуется такой режим работы изменением гидравлического сопротивления напорной магистрали ТНА: при увеличении частоты вращения ротора ТНА следует увеличение проходного сечения ДМ. Такой контур регулирования является положительной обратной связью расхода топлива с частотой вращения ротора ТНА так как при увеличении частоты вращения ротора ТНА расход криогенного топлива увеличивается не только за счет характеристик насоса, но и за счет снижения гидравлического сопротивления напорной магистрали.

Из приведенного материала видно, что система автоматического регулирования двигателя на криогенном топливе при работе двигателя и двухтопливной схеме значительно сложнее нежели система регулирования керосинового двигателя. Для двигателя, работающего только на керосине, система автоматического регулирования представляет собой единственный контур с обратной связью по частоте вращения ротора высокого давления. При работе двигателя на криогенном топливе обязательное условие о недопустимости слива части криогенного топлива в бак или на вход в насос приводит к появлению в качестве топливной насосной системы ТНА, серьезно усложняет систему автоматического регулирования двигателя. Необходимо иметь дело с четырьмя контурами регулирования:

- керосиновый контур с насосом-регулятором и обратной связью по

частоте вращения ротора высокого давления двигателя;

- контур криогенного топлива с положительной обратной связью расхода топлива от параметров воздуха за компрессором высокого давления;

- контур отрицательной обратной связи положения воздушной заслонки ИМАР от частоты вращения ротора ТНА;

- контур положительной обратной связи коррекции гидравлической характеристики напорной магистрали насоса ТНА в зависимости от частоты вращения ротора ТНА.

Наличие четырех контуров в общей САР двигателя заставило более детально подходить к анализу процессов, происходящих в двигателе на всех режимах его работы. Естественно, она началась с составления математической модели системы регулирования двигателя. Для оценки необходимых и достаточных условий динамической устойчивости системы первоначально воспользовались линейной (линеаризованной) динамической моделью двигателя и его системы САР.

В данном разделе учебного пособия не ставилась задача составления и описания подобной модели САР двигателя. Элементы такой модели и принципы ее построения изложены в разд. 6 данного пособия. Здесь только подчеркивается, что составление и исследование такой модели для двигателя, работающего на криогенных топливах, является насущной необходимостью.

Кроме этого, необходимо на двигателе провести ряд специальных исследований по динамике САР. Для этого необходимо каждый контур системы регулирования возбуждать специально разработанными экспериментальными пульсаторами, чтобы снять амплитудно-фазовые частотные характеристики контура и агрегатов в него входящих, определить времена запаздывания, коэффициенты возбуждения (усиления) и т.д. Сравнивая результаты, полученные на модели, и при таких испытаниях САР двигателя можно скорректировать и структуру модели и коэффициенты в ее уравнениях и быстро и с не большими затратами отработать и ввести в состав САР необходимые мероприятия по улучшению динамической устойчивости САР.

Особую озабоченность вызывает наличие в системе подачи криогенного топлива теплообменника, в котором криогенное топливо переходит из одного фазового состояния - жидкости, в другое фазовое состояние - газ. Фазовые преобразования сопровождаются появлением в теплообменнике

автомодельных колебаний, которые могут повлиять на гидродинамическую устойчивость всей системы топливоподачи, а, следовательно, и системы регулирования. Этот вопрос, к сожалению, досконально еще не изучен и потребует проведения ряда специальных экспериментальных испытаний двигателя. На первом этапе исследования динамических свойств систем регулирования и топливопитания на работающем двигателе проводилось разделение систем на отдельные звенья (агрегаты) и определялся для каждого звена фазовый сдвиг $\Delta\varphi_1$ (запаздывание) первой гармоники выходного параметра относительно первой гармоники входного параметра, а также постоянная времени $T = 0,16 \text{tg} \Delta\varphi_1 / \omega$, где ω - частота автоколебаний; $\Delta\varphi_1$ - фазовый сдвиг.

При этом большое значение имеет правильный выбор входного параметра (сигнала) и выходного параметра, так как от чувствительности этих параметров к воздействию возмущений зависит и точность определения динамических свойств и четкость в представлении о влиянии отдельных звеньев (агрегатов) на систему в целом. Оказалось, что теплообменник, оцениваемый по входному параметру - перепаду давлений на магистральном дросселе ΔP_{DM} и выходному - расходу газа на входе в камеру сгорания $G_{газ}$ имеет большое запаздывание в преобразовании расхода жидкого водорода в газообразный. Причем это запаздывание и постоянная времени увеличиваются с $\varphi_1 = 50^\circ$ ($T = 0,4$ сек) для режимов работы двигателя близких к номинальному до $\varphi_1 = 70^\circ$ ($T = 1,7$ сек) на режиме 0,4 номинала. Это свидетельствует о достаточно большой инерционности теплообменника в динамике САР двигателя, так как наиболее инерционное звено в САР - ротор компрессора высокого давления имеет такие же инерционные параметры. Остальные звенья системы регулирования имеют значительно меньшие фазовые сдвиги и постоянные времени. Полученные данные показывают, какое большое влияние оказывает теплообменник-газификатор на динамику САР и всей системы топливопитания. Поэтому при проведении динамических исследований на математической модели и ПЭВМ и на двигателе особое внимание следует уделить этому агрегату. Кроме того, при работе двигателя НК-88 были выявлены автоколебательные низкочастотные процессы, возникающие в основном контуре регулирования (насос-регулятор НР - частота вращения ротора ВД) из-за малых запасов устойчивости этого контура. На режимах работы двигателя выше 0,4...0,5 номинального регулировкой агрегатов (демпфировании) автоколебания с

частотой 0,3...0,5 Гц удастся устранить. Но на низких режимах автоколебательные процессы с частотой 0,1...0,2 Гц присутствуют и не устраняются какими-либо регулировками.

В контуре регулирования частоты вращения ТНА и системе топливопитания существуют на средних и высоких режимах работы двигателя взаимосвязанные автоколебания с частотой 3...3 Гц, при которых имеют место изменения газового расхода топлива относительно жидкостного в противофазе. Причина и механизм возникновения этого вида автоколебаний требует продолжения испытаний и дальнейшего исследования.

Приведенные первые результаты исследования динамики показали, что динамические процессы в системах регулирования по многим признакам глубоко взаимосвязаны. Система регулирования, как показывает предварительный анализ, может усугублять срывные процессы насоса, а система топливопитания значительно ухудшает условия устойчивой работы системы регулирования. Совместные динамические исследования систем регулирования и топливопитания по определению их характеристик и раскрытию механизма взаимодействия должны способствовать наиболее полному выявлению причин происходящих неблагоприятных явлений и выработки мероприятий по их устранению. Динамические характеристики систем, отдельных звеньев, могут эффективно определяться путем проведения частотных испытаний при принудительном создании возмущений. Такой метод с аппаратным обеспечением, автоматизированной регистрацией параметров и обработкой материалов регистрации разработан для двигателя НК-88 и начал использоваться при исследовании систем регулирования и топливопитания.

С другой стороны, анализ материалов регистрации параметров при автоколебательных и переходных процессах может позволить в первом приближении определить динамические свойства агрегатов и узлов, а, главное, выяснить качественную картину взаимодействия двух систем и один из механизмов возникновения срывных процессов в насосе ТНА, обусловленный динамическим взаимодействием систем. Такой комплексный подход к анализу происходящих процессов может оказаться эффективным при разработке мероприятий по устранению "динамических" дефектов, значительно ухудшающих функциональную надежность работы систем регулирования и топливопитания двигателя, работающего на криогенном топливе.

Одной из основных задач, которую необходимо решить в будущем, является выявление причинных связей между срывами насоса и автоколебаниями в большом и малом контурах регулирования и в системе топливоподачи. В ходе доводки двигателей НК-88 и НК-89 при испытаниях имели место срывные процессы в насосе ТНА на установившихся и переходных режимах, приводящие к аварийным остановкам двигателя. Если автоколебательные процессы в системе регулирования только ухудшают эксплуатационные данные двигателя, то срывы насоса практически приводят двигатель к потере работоспособности.

Механизм возникновения срыва насоса, обусловленный взаимодействием динамических звеньев, представляется следующим образом. При определенной, довольно большой скорости уменьшения частоты вращения $n_{\text{ТНА}}$, расход насоса уменьшается с опережением ввиду запаздывания давления ВПН из-за инерционности теплообменника. Причем, при некоторой скорости изменения расхода, контролируемой по $\Delta P_{\text{ДМ}}$ фазовое запаздывание $\Delta P_{\text{ГАЗ}}$ достигает 180° , т.е. при уменьшении $\Delta P_{\text{ДМ}}$ расход газа увеличивается, что приводит к задержке или даже увеличению ВПН, что в свою очередь приводит к еще более быстрому уменьшению расхода жидкого водорода через насос (может быть вплоть до срыва). Т.е. теплообменник и насос образуют контур с положительной обратной связью. Причем скорости изменения $\Delta P_{\text{ДМ}}$ и $\Delta P_{\text{ГАЗ}}$ автоматически стараются поддерживаться в определенных пределах, так как ускорение снижения расхода жидкого водорода $\Delta P_{\text{ДМ}}$ выше какой-то величины приводит к фазовому запаздыванию теплообменника больше 180° и, следовательно, к снижению скорости увеличения расхода газа ($\Delta P_{\text{ГАЗ}}$) и ВПН, что вызывает соответственно снижение скорости уменьшения расхода жидкого водорода до первоначальной.

На интенсивность колебаний расхода большое влияние оказывает наклон характеристики насоса. Пологие характеристики насоса способствуют появлению колебаний расхода большой амплитуды.

Необходимо обратить внимание на следующую особенность поведения двигателя во время срывных процессов насоса. На режимах близких к малому газу срыв и восстановление работы насоса происходит мягко, а ввиду большой инерционности теплообменника возмущение на двигателе имеет малую интенсивность, что не приводит к помпажу компрессора и остановке двигателя. На средних режимах интенсивность срыва и

восстановления работы насоса высока, что приводит либо к невозможности восстановления работы насоса, либо к помпажу компрессора и аварийному выключению двигателя. На больших режимах ввиду увеличения крутизны напорной характеристики насоса, уменьшения инерционности теплообменника на этих режимах по сравнению с инерционностью на малом газе срывные процессы насоса маловероятны.

В заключение хочется отметить, что процесс изучения динамики поведения двигателя использующего криогенное топливо находится в начальной стадии. Необходимо продолжить исследование на работающем двигателе динамических свойств систем регулирования и топливопитания при частотных испытаниях. Изменяя необходимым образом частоту и амплитуду возмущений можно определить и свойства агрегатов этих систем и их взаимное влияние и, вводя на базе этих исследований мероприятия, добиться устойчивой работы этих сложных систем. Возможно также с помощью этих возмущений определить границы устойчивой работы насоса и запасы его устойчивости при работе в составе двигателя, особенно в штатной компоновке всех систем. Необходимые пульсаторы для этого в ОАО СНТК им .Н.Д. Кузнецова разработаны. Эти исследования позволят также уточнить необходимые коэффициенты в математической модели, усовершенствовать эту модель, что в дальнейшем позволит проводить более дешевые исследования не на двигателе, а на математической модели.

3.4. Функционирование пневмогидравлической системы двигателя.

Запуск и останов двигателя

Состав пневмогидравлической системы и ее функции при запуске двигателя, работе на режиме и останове рассмотрим для двигателя НК-88, работающего на жидком водороде, так как она более сложная и имеет больше функций, чем при работе на СПГ. При работе на СПГ некоторые функции системы упрощаются. Пневмогидравлическая система топливопитания (см. рис. 3.1.1, 3.4.2, 3.4.5) состоит из двух связанных между собой схем - керосиновой и водородной. Система топливопитания керосином заимствована полностью с базового двигателя НК-8-2У. Дополнительно в нее введены система перепуска керосина в бак и система удаления керосина из коллекторов камеры сгорания.

Система перепуска керосина в бак включает клапан переключения и трубопровод для отвода керосина в бак. Введение этой системы вызвано

необходимостью обеспечения изменения направления подачи керосина - либо к форсункам, либо в бак. Клапан переключения двухпозиционный, установлен перед распределителем топлива. Имеется сигнализация крайних положений исполнительного органа клапана - "работа на керосине" при подаче керосина к форсункам и "работа на водороде" при подаче керосина в бак. Система удаления керосина из коллекторов включает два обратных клапана, установленных в трубопроводах на выходе из клапана переключения и трубопроводов подачи азота от самолетной системы.

Система питания водородом включает в себя ряд подсистем.

1. Подсистема подачи водорода в камеру сгорания состоит из ТНА, агрегата запуска (по результатам экспериментальных исследований этот агрегат был преобразован в управляемый дроссель (см. рис. 3.4.4), теплообменника-газификатора, стабилизатора (как показали испытания двигателя он не нужен в системе регулирования и стабилизатор оставался в системе топливопитания как постоянное гидравлическое сопротивление), отсечного клапана, коллектора раздачи водорода по форсункам и соединяющих эти агрегаты трубопроводов. Отсечной клапан, схема которого представлена на рис. 3.5.1, служит для отсечки водорода от камеры сгорания при захлаживании насоса, продувки полостей гелием и при останове.

На отсечной клапан смонтированы два продувочных клапана (рис. 3.4.7) один из них для продувки трубопровода и водородного коллектора камеры сгорания, второй - для продувки внутренней полости самого клапана.

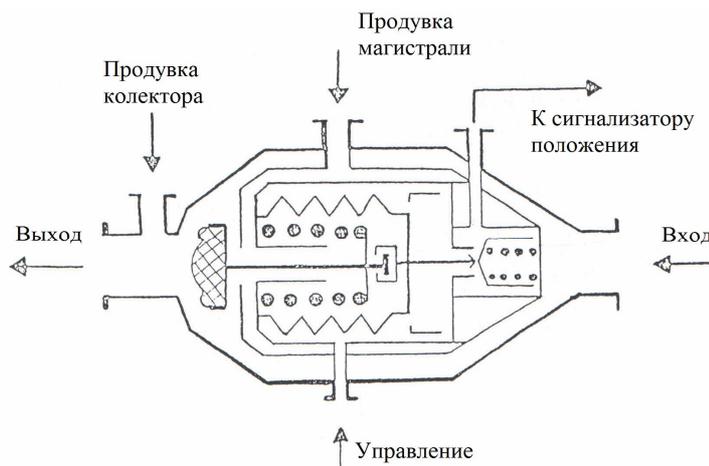


Рис. 3.5.1. Схема отсечного клапана.

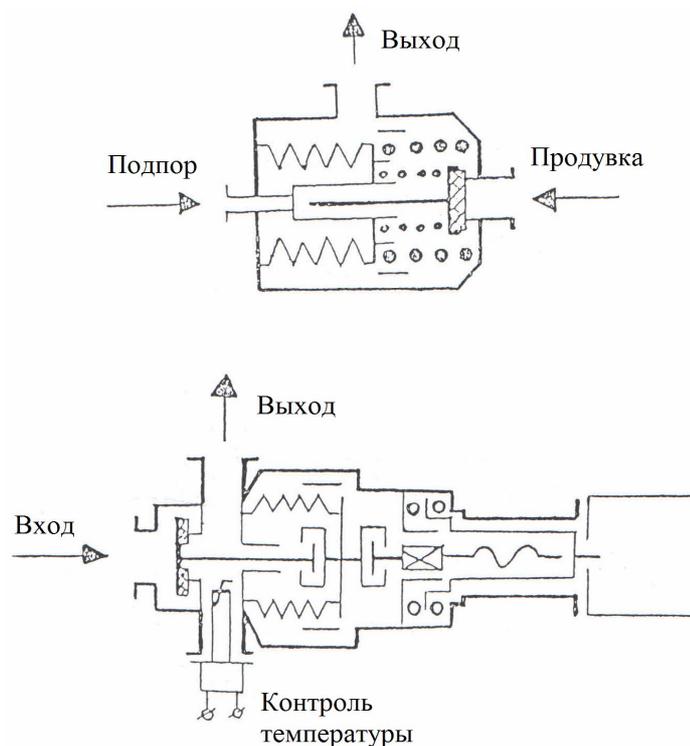


Рис. 3.5.2. Схемы продувочного клапана и клапана циркуляции

3. Подсистема очистки водородных магистралей от воздуха состоит из самолетной системы подачи гелия в питающий трубопровод, трубопровода циркуляции и к внутренней (подсильфонной) полости пускового клапана через обратный клапан. Очистка магистралей внутренней полости пускового клапана производится продувкой их гелием при открытых клапанах (пусковом, циркуляции и наддува). Для очистки от воздуха тупиковых полостей, которые не могут быть очищены простой продувкой, производится их "полоскание" путем многократного наддува магистралей гелием при закрытых клапанах (отсечном, циркуляции и наддува) с последующим сбросом давления открытием этих клапанов.

3. Подсистема захлаживания образована самолетными агрегатами - баком, бустерными насосами, питающим и отводящим трубопроводами и двигательными агрегатами, насосом и клапаном циркуляции. Захлаживание насоса ведется путем прокачки через насос водорода, подающегося из бака с помощью бустерных насосов и отводящегося в бак через клапан циркуляции.

4. Подсистема подачи воздуха к турбине ТНА состоит из трубопровода отбора воздуха из-за компрессора ВД с обратным клапаном, который объединяется с подающим воздух от самолетной системы трубопроводом, стопорного клапана для отсечки подачи воздух к турбине и агрегата регулирования частоты вращения ТНА. При разработке схемы подвода воздуха к турбине ТНА решались две задачи: обеспечение раскрутки

двигателя и ТНА на запуске от постороннего источника воздуха (ВСУ, наземной системы, соседних двигателей и последующий перевод на автономное питание от двигателя. Постановка обратных клапанов обеспечивает автоматический переход на автономное питание при отключении от стороннего источника воздуха.

5. Подсистема удаления водорода из топливной магистрали после отсечного клапана при останове двигателя состоит из продувочного клапана, установленного на выходе из отсечного клапана и трубопровода для подачи гелия от самолетной системы. Продувочный клапан (см. рис 3.5.2 -33) представляет собой обратный клапан с дополнительным пневматическим поджатием для обеспечения герметичности. Поджатие клапана производится гелием, подаваемым от управляющей гелиевой системы.

6. Подсистема дренажа и вентиляции включает трубопроводы отвода утечек водорода из дренажных полостей ТНА, агрегата запуска и стабилизатора, трубопровод подачи гелия к агрегату запуска, стабилизатору и продувочному клапану, обратный клапан и трубопровод подачи гелия от самолетной системы. Гелий от самолетной системы подается к пневмозатворам в разделительной полости ТНА и на управляющих валах агрегата запуска и стабилизатора. В полости пневмозатворов поддерживается давление более высокое, чем в дренажных полостях, что предотвращает утечку водорода в масляную полость ТНА и подкапотное пространство. Одновременно утечка гелия через уплотнения пневмозатворов обеспечивает вентиляцию гелием зоны уплотнений и предотвращает их обмерзание и прихватывание валов. Кроме эого гелий через обратный клапан и продувочный клапан подается в топливную магистраль за отсечным клапаном для ее вентиляции во время захлаживания насоса, предотвращая обмерзание запорного органа отсечного клапана. Обратный клапан предотвращает подачу гелия в систему вентиляции.

7. Подсистема подачи водорода на наддув бака включает трубопровод подачи водорода, отбираемого из топливной магистрали за газификатором и пневмоклапан.

8. Пневматическая подсистема управления состоит из четырех двоянных электропневматических клапанов и трубопроводов подачи управляющего гелия к пневматическим клапанам. Гелий подается к электропневматическим клапанам от самолетной системы. Электропневматические клапаны производят подачу управляющего давления по электрическим командам на закрытие отсечного клапана, поджатие

продувочного клапана, открытие и закрытие клапанов циркуляции и наддува.

9. Подсистема подачи воздуха в самолетную систему кондиционирования включает в себя трубопровод отбора воздуха из-за компрессора ВД, электроуправляемую воздушную заслонку, топливоздушный теплообменник с системой управления, смеситель. Воздух из-за компрессора ВД охлаждается в теплообменнике водородом, который отбирается от основной топливной магистрали. Газифицированный в теплообменнике водород возвращается вновь в топливную магистраль и в смесителе смешивается с основным потоком.

Необходимо отметить, что самолетная система кондиционирования с хладагентом - водородом отработана не была, так как на режимах работы двигателя близких к малому газу хладоресурса водорода подаваемого на этих режимах в двигатели не хватало для нормального функционирования системы кондиционирования.

При работе двигателя на СПГ ряд подсистем в пневмогидравлической системе упразднились за ненадобностью. Так, при работе на СПГ не нужна подсистема очистки топливных магистралей от воздуха, так как более высокая температура кипения СПГ ($-150...160^{\circ}\text{C}$) по сравнению с жидким водородом (-252°C) не приводила к замораживанию воздуха в магистральных. Не нужна также подсистема продувки топлива из магистрали после отсечного клапана. Опыт работы наземных двигателей авиационного типа, работающих на природном газе, показал, что из трубопровода подачи топлива от отсечного клапана до коллектора камеры и собственно коллектора и форсунок камеры сгорания природный газ хорошо отсасывается во время "выбега" ротора двигателя после останова.

При запуске двигателя НК-88 включаются в работу все штатные системы и агрегаты, обеспечивающие запуск двигателя НК-8-2У и обеспечивают запуск двигателя НК-88 как для работы на водороде, так и для работы на керосине. Кроме этого, для запуска двигателя на водороде в топливной магистрали установлен агрегат запуска (управляемый магистральный дроссель), а также используются отсечной клапан и клапан циркуляции. Поскольку в выбранной схеме регулирования при работе на водороде работает и керосиновая топливная система, нет необходимости иметь два комплекта воспламенителей и две системы подачи топлива к воспламенителям. Применение отработанных воспламенителей двигателя НК-8-2У, работающих на керосине и на водороде, обеспечивает запуск двигателя как для работы на керосине, так и для работы на водороде. Запуск

двигателя и вывод на режим малого газа осуществляется автоматически с помощью блока автоматического управления запуском. Выбор рода топлива для работы двигателя производится путем включения соответствующей автоматической программы. При этом клапан переключения занимает одно из крайних положений и выдается соответствующая сигнализация: "работа на водороде" или "работа на керосине". Работа системы при запуске для работы двигателя на керосине аналогична ее работе на двигателе НК-8-2У. Дополнительно подаются команды на закрытие отсечного клапана и клапана наддува в водородной магистрали, что предотвращает подачу в водородные системы продуктов из камеры сгорания, а также на закрытие стопорного клапана на линии подачи воздуха к турбине ТНА. Для выполнения запуска и работы двигателя на водороде необходимо провести подготовительные операции по очистке топливных магистралей от воздуха и захолаживанию насоса. Очистка магистралей осуществляется по отработанным технологическим режимам без контроля среды химическим анализом.

Захолаживание насоса обеспечивается выдержкой минимально необходимого для завершения процесса времени, определенному при стендовых испытаниях (но не более 10 мин). Для исключения возможности начала запуска при незахолаженном насосе вследствие отказа в системе (например, не открытия клапана циркуляции) перед запуском контролируется температура водорода в магистрали циркуляции.

Для обеспечения безопасности и исключения возможности накопления водорода в двигателе в случае не герметичности отсечного клапана в процессе захолаживания контролируется температура в трубопроводе за отсечным клапаном. При снижении температуры ниже определенного уровня, свидетельствующем об утечке водорода через клапан, выдается команда на прекращение захолаживания и холодную прокрутку двигателя. После завершения захолаживания двигатель готов к запуску.

Перед запуском должно быть подано давление воздуха от внешнего источника к стартеру двигателя и турбине ТНА. При этом заслонка стартера и стопорный клапан на линии подачи воздуха к турбине ТНА закрыты. По команде "Запуск" начинает работать система зажигания, открывается заслонка стартера, и стартер начинает раскручивать ротор ВД. Затем открывается клапан пускового топлива, керосин поступает к воспламенителям, где происходит его розжиг от искры свечей зажигания, и создается факел пламени. При достижении частоты вращения ротора ВД 16 % от номинальной открывается керосиновый стоп-кран. В результате

керосин через клапан переключения и дроссельную шайбу начинает поступать в линию слива керосина в бак, на регуляторе частоты вращения ТНА появляется сигнал на поддержание частоты вращения ТНА, соответствующей режиму малого газа. Одновременно подается команда на открытие стопорного клапана, в результате чего воздух начинает раскручивать турбину ТНА, и команда на открытие отсечного клапана, в результате чего водород по основной магистрали подается в камеру сгорания. Частота вращения ТНА увеличивается до величины, соответствующей режиму малого газа, и поддерживается регулятором постоянными в процессе всего запуска.

В процессе запуска величина расхода водорода в камеру сгорания определяется проходным сечением агрегата запуска. Исходное положение агрегата запуска соответствует расходу водорода на площадке розжига камеры сгорания. Затем по команде начинается перестройка агрегата запуска на увеличение расхода водорода. Перестройка производится по времени. По мере увеличения расхода водорода продолжается увеличение частоты вращения роторов двигателя не только от стартера, но и от основных турбин. При достижении ротором ВД частоты вращения 35 % от номинальной прекращает работу стартер, отключается система зажигания, закрывается клапан пускового топлива, двигатель самостоятельно выходит на режим малого газа, на котором вступает в работу регулятор частоты вращения двигателя. После выхода на режим малого газа посторонний источник воздуха может быть отключен, и в этом случае двигатель переходит на автономную систему подачи воздуха к турбине ТНА.

В процессе запуска двигателя производится перепуск части водорода из-за насоса в бак по линии циркуляции. Необходимость перепуска связана с тем, что при расходах меньше расхода малого газа рабочая линия насоса находится в зоне неустойчивой работы (рис. 3.5.3).

Введение перепуска с расходом, равным расходу в камеру сгорания на режиме малого газа, обеспечивает смещение рабочей линии насоса вправо в зону устойчивой работы. Величина расхода перепуска определяется дроссельной шайбой, установленной в линии циркуляции. Перепуск прекращается закрытием клапана циркуляции при достижении частоты вращения ротора ВД 35 % от номинальной.

Для работы воспламенителей на водороде, предусмотрена возможность установки линии подачи водорода к воспламенителям через пневматический клапан, управляемый ЭПК, подключенным к управляющей гелиевой системе.

В этом случае керосиновые трубопроводы от воспламенителей отсоединяются. Открытие и закрытие клапана подачи водорода к воспламенителям производится по тем же командам, по которым управляют керосиновым клапаном пускового топлива.

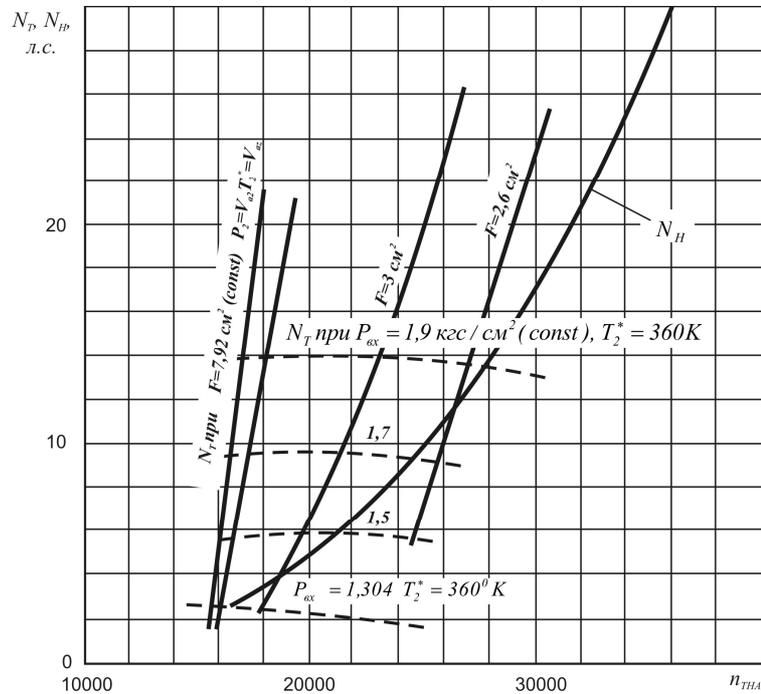


Рис. 3.5.3. Зависимости мощности насоса и турбины двигателя НК-88 от частоты вращения ротора ТНА на малых режимах при $H=0, V=0$

При запуске в полёте, так же как и на двигателе НК-8-2У, используется авторотация роторов, и воздух к стартеру не подается, а подается только к турбине ТНА.

При нормальном и аварийном остановах двигателя одновременно подаются команды на закрытие стопорного клапана воздуха на турбину и отсечного клапана, в результате чего прекращается подача воздуха к турбине ТНА и водорода в камеру сгорания. Одновременно открывается клапан циркуляции, а также включается продувка гелием водорода из магистрали после отсечного клапана в камеру сгорания. После останова двигателя осуществляется прокачка водорода через насос по линии циркуляции бустерными насосами, и двигатель находится в состоянии готовности к следующему запуску. Если после останова двигателя повторный запуск не предполагается, производится устранение водорода из насоса по линии циркуляции в бак. Продувка производится гелием, подаваемым в самолетный питающий трубопровод при закрытом клапане на выходе из бака.

В связи с тем, что при выполнении, как подготовительных операций, так

и запуска и останова двигателя требуется строгая последовательность срабатывания большого количества элементов топливной системы, выдача управляющих команд производится автоматически системой управления. Вручную выдаются команды для выполнения определенных циклов операции. Такими командами являются: "Продувка магистралей гелием", "Захолаживание", "Запуск", "Запуск в полете", "Останов", "Выдув гелия из магистралей", "Сброс захолаживания". После выдачи ручной команды все команды, необходимые для выполнения требуемого цикла операций, выдаются автоматически.

Система управления обеспечивает блокировки, исключаящие возможность выдачи ручных команд, не предусмотренных необходимой последовательностью операций, а также исключаящие возможность подачи водорода в топливную систему двигателя при открытом пусковом клапане. Система управления обеспечивает также автоматический останов двигателя при достижении предельных значений частоты вращения ротора ТНА и температуры выходных газов.

4. ТУРБОНАСОСНЫЙ АГРЕГАТ КАК ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ЭЛЕМЕНТ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ ГТД

4.1. Особенности ТНА для системы топливопитания двигателя на криогенном топливе

При проектировании шнекоцентробежных ТНА для криогенных топлив необходимо решить основные проблемные вопросы: обеспечение необходимой степени дросселирования расхода водорода через насос; получение приемлемых энергетических показателей и антикавитационных качеств; обеспечение динамической устойчивости на эксплуатационных режимах работы насоса. Эти требования к насосу диктуются его работой в системе топливопитания двигателя и необходимостью обеспечения требуемых по техническому заданию характеристик и параметров двигателя. Это как бы внешние факторы, влияющие на выбор типа шнекоцентробежного насоса. Но есть еще и внутренние факторы, зависящие от особых теплофизических свойств криогенных топлив, которые налагают свои особенности на гидравлический расчет и проектирование насоса. К ним относятся: малая плотность; заметная сжимаемость; большая теплоемкость; значительный градиент давления насыщенного пара по температуре; термодинамический эффект кавитации.

1. Малая плотность криогенных топлив, особенно жидкого водорода, заставляет конструктора при проектировании шнекоцентробежных насосов выполнять многоступенчатые системы, если суммарный напор насоса достаточно велик. Кроме этого, необходимо отметить, что выполненные для ЖРД водородные насосы имеют достаточно высокую частоту вращения. Это связано с тем, что КПД одноступенчатых шнекоцентробежных насосов зависит от коэффициента быстроходности n_s , $n_s = 3,65n\sqrt{Q}/H^{3/4}$, где n - частота вращения ротора насоса; Q - объемный расход топлива; H - напор ступени насоса.

На рис. 4.1.1 приведена эта зависимость, отражающая тенденцию снижения КПД ступени насоса с уменьшением коэффициента быстроходности [64].

Таким образом, для получения достаточно высокого КПД необходимо увеличивать частоту вращения ротора насоса n и снижать напор ступени, выполняя, однако, требование обеспечения суммарного напора насоса в целом. Стремление выполнить насосную систему подачи криогенного топлива в двигатель с достаточно высоким КПД заставляет проектировать

высокооборотные, многоступенчатые шнекоцентробежные насосы.

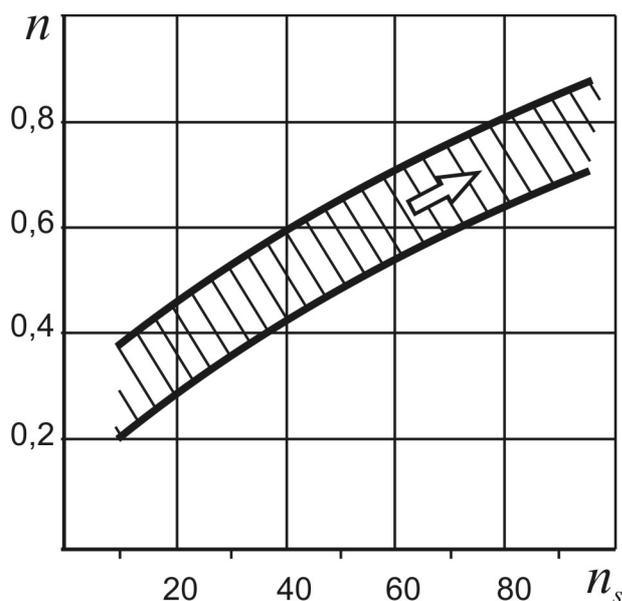


Рис. 4.1.1. Изменение КПД ступени центробежного насоса в зависимости от коэффициента быстроходности

Однако увеличение частоты вращения ротора насоса ограничивается работоспособностью и надежностью подшипников. В насосах для таких криогенных жидкостей как жидкий водород и СПГ по данным зарубежного и отечественного опыта применяются в основном шариковые, реже роликовые, подшипники. Работоспособность и надежность их характеризуется параметром dn , определяющим окружную скорость шариков, где d - диаметр вала в месте посадки подшипника в мм, n - частота вращения ротора, об/мин. Анализ данных зарубежных насосов жидкого водорода для ЖРД показал, что параметр dn этих насосов находится в пределах $1,4 \cdot 10^{-6} \dots 1,6 \cdot 10^{-6}$. При этом ресурс работы этих насосов не превышает 4...6 часов. Для насосов криогенных топлив авиационных ГТД значение dn необходимо принимать значительно меньшими, так как ресурс работы насосов должен соответствовать ресурсу всего двигателя. Поэтому приходится при проектировании искать компромисс в выборе КПД насоса, напора ступени, коэффициента быстроходности n_s и параметра dn . Пример такого компромисса будет ниже показан при выборе параметров насоса для двигателя НК-88. При выборе частоты вращения и количества ступеней насоса необходимо обратить внимание еще на одно обстоятельство. Насосы криогенных топлив авиационных ГТД являются малорасходными, то есть максимальный расход топлива, подаваемый ими в двигатель не превышает 1,5 кг/сек. В этом случае стремление уменьшить количество ступеней может

привести к уменьшению ширины проходного сечения на выходе из крыльчатки до 1 мм. По опыту, полученному ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, не рекомендуется принимать эту ширину менее 2 мм. Только при такой ширине, выполненной на крыльчатке, изготавливаемой точным литьем с последующей точной калибровкой, можно гарантировать стабильность гидравлических характеристик насоса.

2. Сжимаемость криогенных топлив учитывают в расчетах повышения давления в насосе путем определения плотности, давления и температуры в характерных сечениях гидравлического тракта насоса. Особое значение имеет учет сжимаемости жидкого водорода. Известно несколько методов расчета процесса сжатия жидкого водорода. При выборе методики расчета процесса сжатия были проанализированы разные методики и остановились на результатах численного решения уравнений политропы для давления, плотности и температуры в виде степенных полиномов. По этой методике был сделан поверочный расчет экспериментального стендового водородного шнекоцентробежного насоса. Этот насос был спроектирован и изготовлен на одной из отечественных фирм для ЖРД и приспособлен в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова для экспериментальных работ по жидкому водороду. На рис. 3.2.1 представлены экспериментальная характеристика насоса и нанесены точки, рассчитанные по принятой методике.

Из графиков (см. рис. 3.2.1) видно, что расчетные точки хорошо согласуются с экспериментальными даже в области низких КПД. Это свидетельствует о том, что теоретический метод расчета политропических процессов сжатия жидкого водорода экспериментально подтверждается и воспроизводится, а точность аппроксимирующих эти процессы полиномов достаточна для инженерных исследований и проектирования.

При расчете сжатия СПГ расчеты несколько упрощаются, так как по опыту ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова для насосов СПГ с КПД выше 0,5...0,6, давления за насосом 35...45 кгс/см² с большой степенью точности можно принимать плотность топлива постоянной, то есть пренебрегать сжимаемостью СПГ.

4. Большое значение для обеспечения безкавитационного режима работы насоса криогенных топлив имеет выбор минимального превышения статического давления жидких криогенных топлив над давлением насыщенных паров на входе в насос на всех режимах работы двигателя. Всё зависит от того, с какой температурой поступает криогенное топливо из самолетного бака на вход в насос. Самолетная система топливопитания

построена так, что криогенное топливо подается на вход в насос двигателя бустерными центробежными насосами с электроприводом. Подогрев криогенного топлива в баковых бустерных насосах и трубопроводе, подводящем топливо к насосу двигателя, составляет для жидкого водорода $\Delta t \approx 3 \text{ K}$, а для СПГ $\Delta t \approx 4 \text{ K}$. Давление насыщенного пара для криогенных топлив сильно зависит от температуры, особенно для жидкого водорода. Максимальное давление криогенных топлив в самолетном баке ограничено его массо-габаритными характеристиками и тепловой изоляцией, сильно влияющей на эти характеристики. Так максимальное давление в самолетном баке для жидкого водорода составляет $3,6 \text{ кгс/см}^2$ кратковременно, но не более 15 мин за один полетный цикл, а нормальное эксплуатационное давление в баке не должно быть более 3 кгс/см^2 . При подогреве в баковых насосах на 3 K температура на входе в насос двигателя будет $23,5 \text{ K}$. Этой температуре соответствует давление насыщенного пара для жидкого водорода $2,43 \text{ кгс/см}^2$. Но известно, что насосы не могут работать при давлении на входе в насос равным давлению насыщенных паров, в них обязательно начнутся явления кавитации [73, 79]. Необходимо, чтобы на входе в насос статическое давление превышало давление насыщенных паров. Научно обоснованную величину этого превышения $P_{\text{ex.min}}$ для жидкого водорода в настоящее время определить сложно, нет еще достаточно большого опыта по работе насосов на жидком водороде. Для водяных насосов, работающих на подогретой до разных уровней температур воде, превышение статического давления над давлением насыщенных паров уже хорошо известно и внесено в стандарт на проектирование таких насосов. Поэтому превышение давления над давлением насыщенных паров жидкого водорода приходится определять в поисках компромисса между давлением в самолетном баке и бескавитационной работой насоса. Так для насоса двигателя НК-88 минимальное превышение статического давления над давлением насыщенных паров было выбрано равным $0,6 \text{ кгс/см}^2$. При температуре на выходе из самолетных бустерных насосов $23,5 \text{ K}$ и соответствующем ей давлении насыщения $2,43 \text{ кгс/см}^2$ минимальное статическое давление на входе в насос должно быть $\sim 3,0 \text{ кгс/см}^2$. Этим давлением определилось и давление в самолетном баке. Необходимо заметить, что самолетный бак имеет собственные характеристики по давлению в нем, зависящие от условий полета, эволюции самолета, температуры окружающей среды, количества и качества подаваемого в бак через линию циркуляции водорода и т.д. Поэтому могут быть для

конкретных самолетов и их топливных систем случаи, когда невозможно принять превышение давления $\Delta P_{ex.min}$ равным $0,6 \text{ кгс/см}^2$. В частности, при проектировании топливной системы самолета Ту-156, использующего СПГ в качестве топлива, максимальное давление в самолетном баке может быть $5,9 \text{ кгс/см}^2$, а минимальное - $1,3 \text{ кгс/см}^2$ в зависимости от химического состава СПГ (в основном от процента содержания в нем метана и азота) и температуры. В этом случае для двигательной насосной системы невозможно было принять превышение давления $\Delta P_{ex.min}$ более $0,05 \text{ кгс/см}^2$. При этих условиях в двигательной насосной системе топливопитания приходится на входе в основной насос криогенного топлива устанавливать автономный низкооборотный преднасос, который при превышении статического давления на входе над давлением насыщенных паров $0,05 \text{ кгс/см}^2$ обеспечит хорошие ангакавитационные качества основного насоса. Такое решение в соединении низкооборотного преднасоса и высокооборотного основного насоса является универсальным для криогенных топлив. Необходимо отметить, что при работе двигателя на криогенном топливе в системе топливопитания возможно появление колебаний расхода и давления с частотой $2...3,5 \text{ Гц}$ с большими амплитудами, которые могут проходить через насос и повлиять на выбор давления на входе в насос. Поэтому выбираемое превышение статического давления над давлением упругости паров на входе должно быть таким, чтобы нижняя точка амплитуды колебания давления совпадала или была выше, чем выбранное статическое давление с учетом минимального превышения давления.

4. При проектировании насосов для криогенных топлив важное место занимает анализ влияния подогретых в процессе сжатия утечек топлива, через различного рода уплотнения в основной поток топлива, на возникновение кавитации в насосе. Основные утечки криогенной жидкости происходят с выхода из крыльчатки центробежного насоса на вход в нее (рис. 4.1.2). Общее количество тепла, внесенное утечками на вход насоса составляет $Q = C_p \Delta t_{ym} G_{ym}$, где $\Delta t_{ym} = t_{ym} - t_{ex}$, t_{ym} - температура утечек перед смешением с основным потоком, практически это температура на выходе из ступени; t_{ex} - температура топлива на входе в насос; G_{ym} - массовый расход утечек через уплотнение.

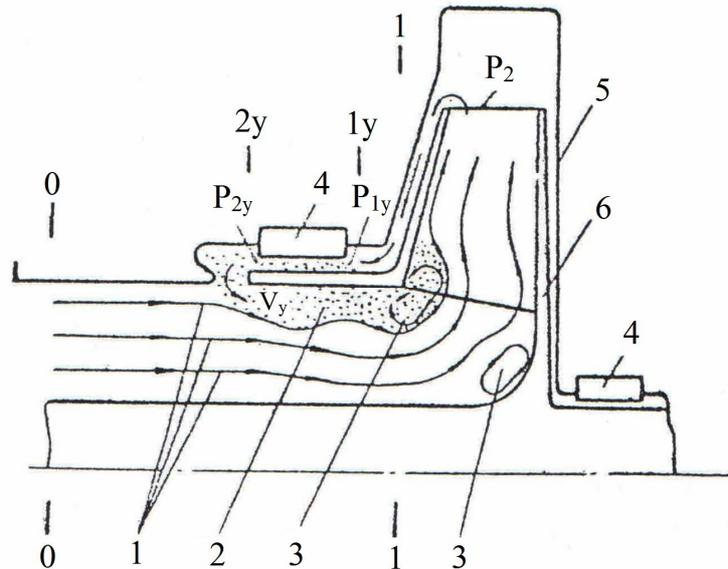


Рис. 4.1.2. Схема течения водорода в ЦБН на режимах недогрузки по расходу: 1 – Основной поток; 2 – поток парожидкостных утечек; 3- область обратных течений; 4 – уплотнение; 5- корпус; 6 – рабочее колесо

Ввиду значительной величины теплоемкости криогенных топлив, особенно жидкого водорода, необходимо учитывать подогрев основного потока топлива за счет тепла, вносимого утечками. Подогрев основного потока после его смешения с горячими утечками может вызвать кавитацию в насосе, если не учесть его в расчете насоса, так как градиент давления насыщенного пара в зависимости от температуры у криогенных топлив значителен, особенно для жидкого водорода. Следовательно, при проектировании насосов для криогенных топлив необходимо: во-первых, снизить массовый расход утечек и рационально осуществить смешение горячих утечек с основным потоком, во-вторых, при расчете параметров потока криогенного топлива через насос учесть эти утечки в определении давления, температуры на входе в насос и при расчёте срывного (критического) давления насоса. Физически это означает, что подводимое с утечками тепло увеличивает температуру потока и, следовательно, повышает давление насыщенных паров криогенного топлива. Поэтому, если утечки сбрасываются на вход в ступень, то нужно определить температуру смеси и по ней выбрать давление на входе и срывное (критическое) давление. Срывной (критический) напор определяется по уравнению, предложенному А.И.Степановым [73] $H_{cp} = m\rho \frac{C_1^2}{2g} + \lambda\rho \frac{W_1^2}{2g} + P_u$, где m - коэффициент, учитывающий поле скоростей на входе в насос; C_1 - средняя абсолютная скорость потока на входе в насос; λ - коэффициент кавитации,

учитывающий изменение скорости потока в относительном движении; W_1 - средняя скорость потока в канале ступени в относительном движении; P_u - давление насыщенных паров на входе в насос. Первый член уравнения $m\rho\frac{C_1^2}{2g}$ учитывает изменение статического давления на входе в насос при неравномерном поле скоростей. Эта неравномерность поля скоростей на входе, при среднем статическом давлении, равном давлению насыщения, может привести к тому, что в некоторых местах по сечению на входе в насос могут образоваться статические давления меньше давления насыщения и, следовательно, локально могут образоваться зоны кавитации. Поэтому вводится эмпирический коэффициент m , компенсирующий возможное снижение статического давления ниже уровня давления насыщения. Второй член уравнения $\lambda\rho\frac{W_1^2}{2g}$ учитывает изменение статического давления в относительном движении потока криогенного топлива при изменении поля скоростей в криволинейном канале ступени при его вращении. Эмпирический коэффициент λ компенсирует возможное снижение статического давления ниже уровня давления насыщения. При определении срывного давления плотность и скорости потока необходимо определять уже с учетом утечек, то есть по температуре и давлению смеси. Кроме этого, теплофизические свойства криогенных топлив, особенно водорода, таковы, что давление насыщения паров в области температуры близкой к температуре кипения, существенно меняются при изменении температуры. К этому нужно добавить, что теплоемкость и теплота парообразования имеют достаточно большие значения. Поэтому, если где-либо по потоку криогенного топлива в канале ступени статическое давление станет ниже давления насыщенных паров, то в этом месте начнется интенсивный процесс парообразования. В связи с тем, что парообразование требует подвода тепла, то это тепло отбирается от основного потока и в основном потоке происходит снижение температуры, а, следовательно, и падение давления насыщения. Если при этом давление насыщения станет ниже локального статического давления, то процесс парообразования может прекратиться, то есть явление кавитации исчезнет. Это обстоятельство требует введения термодинамической поправки к срывному (критическому) давлению P_{cp} , учитывающей отбираемую от тепла основного потока теплоту парообразования. Эта поправка в принципе уменьшает вероятность

появления кавитации в потоке, так как при принятой постоянной температуре потока на входе в насос (с учетом влияния утечек) парообразование снижает температуру в зоне кавитации и снижает давление насыщения пара. Давление насыщенных паров в зоне кавитации определяется по соотношению $P_n = P_{n(T_{вх})} - \Delta P_T$, где $P_{n(T_{вх})}$ - давление насыщенного пара, соответствующее температуре криогенного топлива на входе в насос (до зоны кавитации в насосе); ΔP_T - уменьшение давления насыщенного пара из-за термодинамических процессов при парообразовании во время кавитации в потоке. Величина ΔP_T определяется по уравнению $\Delta P_T = \rho_{жс} \Delta h_T$, где $\rho_{жс}$ - плотность жидкости; Δh_T - термодинамическая поправка, связанная с влиянием теплофизических свойств рабочей жидкости.

Величину изменения термодинамической поправки в зоне кавитации А.И.Степанов [73] предложил определять по отношению объема паровых пузырей V_n к объему жидкости $V_{жс}$, характеризующему интенсивность парообразования или степень развития кавитации. Им получено соотношение:

$$\frac{V_n}{V_{жс}} = B = \frac{\rho_{жс} C_{P_{жс}} \Delta T_{жс}}{\rho_n r_n} = \Delta h_T \frac{\rho_{жс}^2 C_{P_{жс}}}{\rho_n r_n} \frac{1}{dP_n / dT}, \quad \text{где } C_{P_{жс}} -$$

теплоемкость жидкости; $\Delta T_{жс}$ - изменение температуры жидкости в зоне кавитации; $\rho_{жс}$ - плотность жидкости; ρ_n - плотность пара; r_n - теплота парообразования; Δh_T - термодинамическая поправка; P_n - давление насыщенного пара в зоне кавитации.

Из этого выражения для B определяется величина термодинамической поправки Δh_T и, соответственно, ΔP_T . В.Ф.Чебаевским и В.И. Петровым [79]

предложена другая формула для определения Δh_T $\Delta h_T = \frac{29}{P_{n(T_{вх})} B_1^{4/3}}$, где

$$B_1 = \frac{\rho_{жс} (\rho_{жс} - \rho_n) C_{P_{жс}} T_{жс} g}{\rho_n^2 r_n^2}.$$

Практически по обоим методам определения Δh_T определяют термодинамическую поправку к срывному (критическому) давлению для температуры, давлению и плотности на входе.

4.2. Обеспечение потребных степеней дросселирования системы топливопитания криогенным топливом

Как известно для авиационного ГТД характерны значительные

изменения расхода топлива от режима запуска до режима взлетной тяги. Это изменение определяется величиной $K_\theta = G_{T_{\max}} / G_{T_{\min}}$, которая может быть более 10. Как обеспечить для шнекоцентробежных насосов этот диапазон изменения расхода топлива? Из уравнения Эйлера для центробежного рабочего колеса $H_T = \rho(C_{2U}U_2 - C_{1U}U_1)$ видно, что первый способ изменения напора и, следовательно, изменение расхода можно осуществить изменяя окружную составляющую C_{1U} . На этом принципе основана работа всех лопаточных и безлопаточных направляющих аппаратов, устанавливаемых до рабочих лопаток. При отсутствии закручивания ($C_{1U} = 0$) уравнение Эйлера имеет вид: $H_T = \rho C_{2U} U_2 = \rho U_2 (U_2 - W_2 \cos \beta_2) = K_T \omega^2 D_2^2 (1 - W_2 \cos \beta_2)$, где K_T - постоянная величина; W_2 - коэффициент относительной скорости на выходе из рабочего колеса; β_2 - угол выхода потока жидкости из рабочего колеса.

В правую часть этого уравнения входят четыре параметра, следовательно, принципиально возможны еще четыре способа регулирования. Вторым способом состоит в изменении частоты вращения ω . Третий способ, исследованный на моделях, но не нашедший практического применения, основан на уменьшении диаметра рабочего колеса в результате плавного изменения радиальной длины лопаток. Четвертым способом, применимым к лопаткам, загнутым назад, является увеличение относительной скорости W_2 при выходе из рабочего колеса в результате уменьшения его ширины B_2 . Пятый способ основан на изменении угла β_2 выхода потока из рабочего колеса в результате поворота концевых участков лопаток (закрылков) или лопаток целиком. При этом одновременно изменяются скорость W_2 и D_2 . Шестым способом регулирования (самый нежелательный, но весьма распространенный) связан с искусственным введением в сеть дополнительных сопротивлений в виде дросселя. Попытки повышения экономичности дроссельного способа регулирования улучшением аэродинамического качества регулирующих устройств не могут улучшить или ухудшить кривую регулирования - она во всех случаях будет совпадать с дроссельной кривой мощности насоса. Регулирование насоса изменением частоты вращения рабочего колеса не приводит к изменению характеристики сети, так как с изменением величины ω развиваемые насосом производительность Q и напор H изменяются по тому же закону, что и производительность и потери напора в сети. Для водородной насосной системы топливопитания способ регулирования изменением величины ω позволяет существенно расширить степень дросселирования до $K_\theta = 8 \dots 10$, за

счет более высоких значений КПД насоса на режимах с пониженным расходом, чем при способе регулирования при $\omega = const$.

Для насосной системы топливопитания двигателя НК-88 можно показать это преимущество. Воспользуемся характеристиками насоса на рис. 3.4.3. Данные расчета параметров насоса при минимально потребном расходе водорода $G_{min} = 0,1$ кг/с для способов регулирования $\omega = const$ и $\omega = var$. представлены в табл. 4.2.1.

Таблица 4.2.1.

Параметры	Способ регулирования	
	$\omega = const$	$\omega = var$
Весовой расход G_g , кг/с	0,10	0,10
Плотность ρ_g , кг/м ³	66,7	66,7
Частота вращения n , об/мин	50000	15000
Q/n , м ³ мин/с об	2,9 10 ⁻⁸	10 10 ⁻⁸
η_r / η_p ; ($\eta_p = 0,55$)	1,0	0,758
КПД, η	0,2	0,355
Мощность на расч.режиме, л.с.	86,1	86,1
Мощность на режиме $G_{g min}$, л.с.	48,3	2,25
N_{min}/N_o	0,561	0,0261

Из табл. 4.2.1 видно, что при регулировании по $\omega = var$ имеем выигрыш в мощности насоса, следовательно, водород будет в нем меньше нагреваться, а это является благоприятным фактором для обеспечения бесрывной работы насоса на режимах недогрузки. При регулировании по закону $\omega = const$ режим $G_g=0,1$ кг/с не может быть реализован, так как попадает в область за помпажной кривой (см рис. 3.4.3).

Таким образом, способ регулирования расхода и напора водородного шнекоцентробежного насоса по закону $\omega = var$ имеет преимущества и для его реализации цел сообразно применить привод в виде воздушной турбины.

В принципе для осуществления регулирования по закону $\omega = var$ можно рассматривать привод насоса от вала двигателя через гидромуфту. Гидромуфта, будучи достаточно простым устройством по своей схеме, в то же время является сложной по конструкции и эксплуатации. Диапазон регулирования насоса с помощью гидромуфты ограничен, вследствие чего ее можно применять лишь в сочетании с другими устройствами. Все это сужает область применение гидромуфт и делает их малоперспективными, хотя и возможными, для регулирования. Для расширения диапазона изменения

расхода прокачиваемого топлива K_d , можно рассмотреть следующие способы:

1. Способ перепуска части расхода топлива с выхода насоса на вход. Согласно идее этого способа насос выводят, например, на режим $Q/\omega = (Q/\omega)\rho = const$, а часть расхода с выхода насоса перепускают снова на вход. По этой схеме были проведены эксперименты на стендовом водородном насосе, предназначенном для питания двигателя НК-88. Результаты экспериментов показали, что на жидком водороде этот способ расширения диапазона регулирования насоса не имеет перспектив, так как сброс подогретой порции водорода на вход в насос приводит к недопустимому снижению кавитационного запаса.

2. Другой способ перепуска заключается в том, что рабочая жидкость из напорной магистрали подается во входную часть последней ступени (рис. 4.2.1) и используется в качестве высоконапорной струи эжектирующего устройства, установленного на входе в последнюю ступень насоса.

По приведенной схеме, но с исключением эжектора был проведен эксперимент на стендовом водородном шнекоцентробежном насосе двигателя НК-88. Результаты опытов показали, что диапазон устойчивой работы насоса по расходу при этом существенно расширился. Так, при $n=9000$ об/мин насос способен устойчиво работать при расходе жидкого водорода $G_g=0,1$ кг/с, обеспечивая режим малого газа двигателя НК-88, а без перепуска только при $G_g=0,175$ кг/с.

Однако благоприятные возможности этого способа перепуска также имеют свои границы. Начиная с некоторой величины G_g в сети за насосом реализуется срывной режим. Вызвано это тем, что при низких величинах параметра (Q/ω) для первой ступени насоса жидкий водород за диффузором первой ступени получает столь значительный подогрев, что эжектирующее действие перепуска во вторую ступень не компенсирует повышение потребной величины кавитационного запаса на входе в рабочее колесо второй ступени. Этот способ увеличения диапазона изменения расхода топлива через насос, нуждается в дальнейшем экспериментальном исследовании.

3. Регулирование насоса изменением площади сечения рабочего колеса на входе ($F_{lm} = var, \omega = const$). Этот способ прошел экспериментальную проверку на водяных испытательных стендах, а также в составе керосиновой системы подачи авиационных двигателей. Указанный способ изучался на насосе, принципиальная схема которого приведена на рис. 4.2.2.

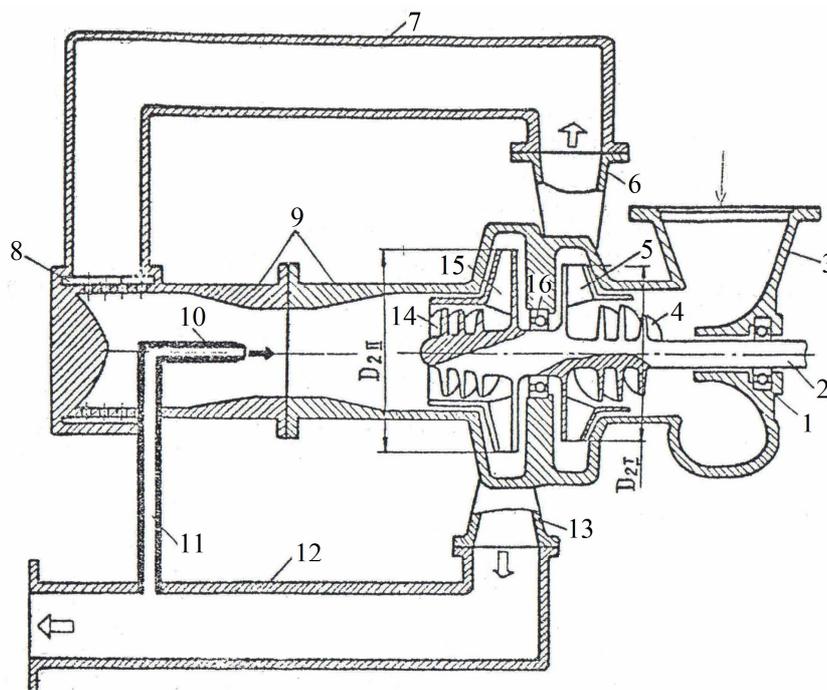


Рис.4.2.1. Принципиальная схема двухступенчатого шнекоцентробежного насоса с мероприятиями, улучшающими антикавитационные качества и расширяющими диапазон устойчивой его работы: 1 – радиальный подшипник; 2- вал; 3- корпус насоса; 4 – предвключенный шнек 1 ступени; 5- рабочее колесо первой ступени; 6 – выходной диффузор первой ступени; 7 – магистраль переброса компонента из первой ступени во вторую; 8- коллектор; 9- корпус эжектора; 10- сопло эжектора; 11- байпасная магистраль; 12- напорная магистраль; 13- выходной диффузор второй ступени; 14- предвключенный шнек второй ступени; 15- рабочее колесо второй ступени; 16- упорный подшипник

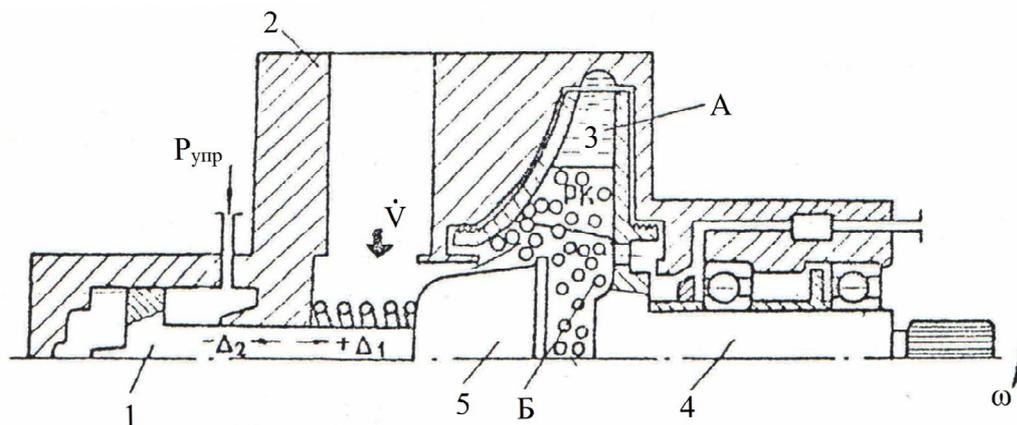


Рис. 4.2.2 Центробежный насос с регулированием площади РК на входе: 1 – шток; 2 – корпус; 3 – рабочее колесо; 4 – вал; 5 – дроссель; А- однофазная область; Б – двухфазная область; Δ_1 , Δ_2 – осевое перемещение штока

С помощью подвижного элемента, имеющего форму цилиндра или

тюльпана, перекрывалось меридиональное сечение F_{lm} на входе в лопаточный венец рабочего колеса. Известен также способ регулирования насоса без механического устройства для изменения площади сечения рабочего колеса на входе. Английской фирмой "Даути" разработан насос с "паровым ядром" и вихревым дросселем на входе в рабочее колесо [119]. Схема такого насоса приведена на рис.4.2.3.

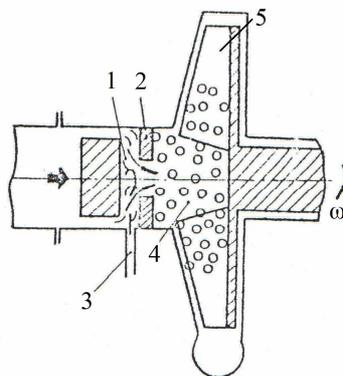


Рис. 4.2.3. Центробежный насос с вихревым дросселем: 1- центральное тело; 2 – дросселирующая входная шайба; 3 – канал для высоконапорной жидкости; 4 – область пара; 5 – область жидкости

В этом насосе вместо управляющей заслонки применен струйный вихревой дроссель. Такая конструкция проще насоса с механической заслонкой. Перекачиваемая жидкость поступает в камеру, образованную центральным телом 1 и стенками входного патрубка с центральным выходом 2, а управляющий поток жидкости подается в эту камеру тангенциально через канал 3, создавая закрутку перекачиваемого потока и, тем самым, дросселируя его; так на входе в рабочее колесо создается - паровое ядро". Однако, применение этого способа регулирования насоса невозможно с предвключенным шнеком, а отсутствие шнека резко снизит антикавитационные качества насоса, и способ не проверен ни теоретически, НИ экспериментально для двухступенчатого насоса.

4. Регулирование насоса изменением площади меридианального сечения рабочего колеса ($F_{lm} = \text{var}, \omega = \text{const}$). В конструкции насоса предусмотрено устройство, которое движется в осевом направлении, одновременно совершая вращательное движение. Это устройство способно вдвигаться в межлопаточные каналы РК, перекрывая все меридианальное сечение F_{lm} . Регулируя, таким образом, расход через насос, можно добиться небольших потерь мощности, то есть обеспечить высокий КПД насоса. Однако, конструкция подобного насоса получается очень сложной, так как

для насоса с шириной проходного сечения на выходе из крыльчатки $B_2=2,0\dots2,5$ мм необходима степень дискретности осевого перемещения не менее 0,05-0,1 мм, которые должны быть уловимы системой регулирования. Это переводит такое устройство в разряд приборов. Проблема эта тем более усложнится в условиях криогенных температур. В этой связи нецелесообразно применять такой способ регулирования для вновь разрабатываемой системы подачи криогенного топлива.

5. Регулирование насоса путем изменения ширины отводящего устройства ($B_3 = \text{var}, \omega = \text{const}$). При таком способе регулирования в конструкцию насоса вводят управляемый дроссельный кольцевой клапан, который, перемещаясь по командам системы управления в осевом направлении, изменяет величину размера B_3 отводящего устройства. При этом происходит дросселирование расхода.

Подобную конструкцию насоса для ТНА ЖРД предлагают американские исследователи [35,36], утверждая, что насос дает стабильные характеристики в широком диапазоне расходов ($K_D \approx 20$) при сохранении эффективной и устойчивой работы насоса на малых расходах. Способ и устройство для его осуществления обладают тем недостатком, что содержит детали, совершающие возвратно-поступательное движение, а это снижает надежность системы для условий криогенных температур.

6. Регулирование насоса путем применения направляющих аппаратов на входе (и выходе) в рабочие колеса. Способ находит применение в крупных промышленных насосах. Основной недостаток его - наличие механизма управления направляющего аппарата, что в условиях криогенных температур требует тщательного изготовления деталей этого механизма, подбора материалов деталей с одинаковым коэффициентом линейного расширения, тонкой фильтрации жидкого водорода, создания надежных концевых уплотнений. Все это снижает надежность конструкции насоса. С другой стороны - постановка любого совершенного регулируемого направляющего аппарата при водит к потере антикавитационных качеств шнека и насоса в целом. Приведенные доводы говорят об ограниченности применения и нецелесообразности использования его для криогенной системы подачи авиационного двигателя.

7. Регулирование насоса путем перепуска части расхода на предвключенном шнеке. Этот способ предложил Джэксон Клайв (Jfckson Clive) [57], и заключается он в том, что при возникновении давления за шнеком, превышающего расчетное (настроечное) в конструкции

предусмотрен автоматический перепуск жидкости на вход в шнековую ступень (рис. 4.2.4).

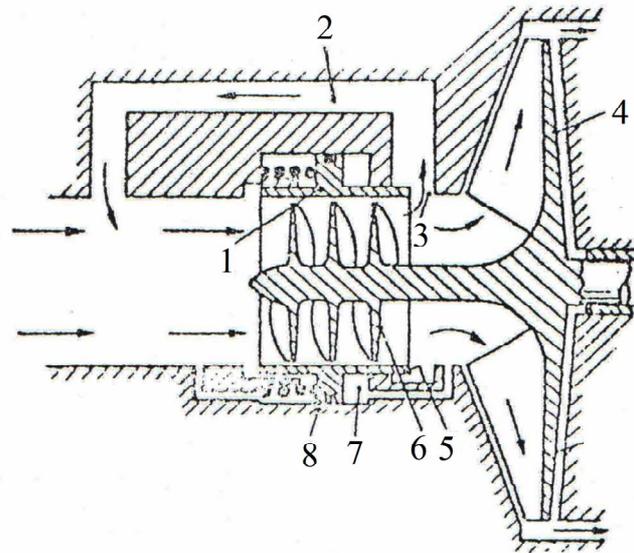


Рис. 4.2.4. Конструктивная схема шнекоцентробежного насоса с каналом для перепуска части расхода на предвключённый шнек: 1 – поршень; 2 – канал перепуска; 3 – входная щель; 4 – рабочее колесо; 5 – гильза; 6 – предвключённый шнек; 7 – полость; 8 – статор

Таким образом, в предлагаемой конструкции шнек работает на режиме, которому соответствует $Q/\omega = (Q/\omega)p$, то есть без обратных токов на входе и выходе, а рабочее колесо - на режиме с $Q/\omega < (Q/\omega)p$. Последнее обстоятельство и является недостатком предлагаемого насоса, так как криогенное топливо будет в основном нагреваться при прохождении через рабочее колесо. При этом сброс утечек, находящихся в парожидкостной фазе, на входе в рабочее колесо может привести к срывным явлениям по насосу в целом. Кроме этого, в предлагаемом насосе имеются детали, совершающие осевое перемещение, что, как подчеркивалось выше, весьма не желательно для условий криогенных температур.

Заключая анализ путей обеспечения потребных степеней дросселирования $K_d \approx 10$ криогенной системы топливопитания авиационного двигателя, можно сделать такой вывод: для стадии создания экспериментального двигателя наиболее рационально эту проблему решить в традиционной схеме системы подачи, включающей шнекоцентробежный насос с приводом в виде воздушной турбины, регулирование насоса следует вести при $\omega = var$ и частично $P_2 = var$ (дросселирование на выходе).

4.3. Обеспечение высоких антикавитационных качеств шнекоцентробежного насоса

В настоящее время достигнуты большие успехи в деле улучшения антикавитационных качеств шнекоцентробежных насосов. Это стало возможным благодаря исследованиям, проведенным для насосов жидкостных ракетных двигателей. Следуя рекомендациям работы [79] можно проектировать насосы с величиной кавитационного коэффициента быстроходности $C_{кр}=5000$ на расчетном режиме. Однако для насосной системы питания криогенным топливом авиационных ГГД необходимо, чтобы высокие антикавитационные качества насоса сохранялись и на режимах дросселирования двигателя, вплоть до режима малого газа. В работе [79] предлагается универсальное, по мнению авторов, соотношение, выражающее условие бесрывной работы рабочего колеса после кавитационного срыва предвключенного шнека

$$(H_{ш} + \Delta n_{ш} - m_{ш} \frac{C_{к1}^2}{2g} - \lambda_{к} \frac{W_{к1}^2}{2g}) \frac{2g}{U_p^2} \geq 0,1 \dots 0,15, \quad \text{которое совместно с}$$

условиями, обеспечивающими нормальную работу предвключенного шнека

$$\Delta h_{\min} \geq \Delta h_{ш}, \quad \Delta h_{ш} = m_{ш} \frac{C_{ш1}^2}{2g} + \lambda_{ш} \frac{W_{ш1}^2}{2g} \quad \text{позволяет обеспечить высокие}$$

антикавитационные свойства насоса по второму критическому режиму (они будут определяться только параметрами предвключенного шнека и практически не будут зависеть от параметров рабочего колеса). В этих выражениях $C_{к1}$ и $W_{к1}$ - осевая и относительная средние скорости потока в колесе, $C_{ш1}$ и $W_{ш1}$ - осевая и относительная средние скорости потока в шнеке, U_p - расчетная окружная скорость колеса. Однако, эксперименты, проведенные на воде и других высококипящих жидкостях, показали, что эти расчетные соотношения шнекоцентробежных насосов подтверждаются только для расчетного режима. При дросселировании расхода через насос кавитационные срывные режимы реализуются и на тех насосах, для которых для расчетного режима были выполнены вышеприведенные соотношения. При этом срывные режимы в насосе проявлялись при таких значениях давления на входе в насос $P_{ex} (P_{ex} = P_{cm} + \Delta P_{ex \min})$, которые обеспечивали бескавитационную работу насоса на расчетном режиме ($G_n = G_{np}$). Эти экспериментально установленные факты указывают на то, что при проектировании водородных шнекоцентробежных насосов необходимы

новые расчетные соотношения, которые будучи использованы еще на стадии проектирования насоса, обеспечивали бы его беспрерывную работу и в области малых расходов (не приводя, разумеется, к необходимости увеличивать давление на входе P_{ex}).

Если принять, что гипотеза о кавитационной природе срывных явлений в насосе, при работе на малых расходах ($Q_i \ll Q_p$), обусловленная влиянием сброса утечек из уплотнения рабочего колеса в область входа в насосы, верна, а это подтверждается в опытах с кислородными и водородными насосами проведенных в ОАО СНТК им. В.Д. Кузнецова, а также работами А.С.Шапиро [81], то можно предложить другие соотношения, которые логично использовать при расчетах водородных насосов, обеспечивающих большой диапазон регулирования расхода. Однако сначала рассмотрим физические основы этих явлений.

Представим худший из возможных случаев истечения криогенного топлива из уплотнения рабочего колеса в область входа в насос при работе последнего на режиме глубокого дросселирования. На таком режиме криогенное топливо получит существенный подогрев ΔT в рабочем колесе, далее, пройдя уплотнение, расположенное на бурту колеса, подогретый на величину ΔT водород сбрасывается в область входа в насос, где статическое давление ниже, чем давление пара P_n ($T_2 = T_1 + \Delta T$) в потоке утечек. При этом будет происходить парообразование утечек водорода. Далее, можно предположить, что поток утечек не успеет смешаться с основным потоком и сконденсироваться (не хватает приращения статического давления на пути смешения) до попадания в межлопаточные каналы рабочего колеса. Известна чувствительность центробежных колес к наличию паровой и газовой фазы, которая всегда отзывается почти мгновенным кавитационным срывом (резким падением напора) насоса в целом. Такая, вполне, логичная, хотя и упрощенная, модель описанных процессов для криогенного топлива усугубляется еще тем, что:

- а) в уплотнении поток утечек будет получать дополнительный подогрев;
- б) за шнеком и в области входа на лопатки колеса будут существовать достаточно мощные обратные течения, которые усилят падение статического давления в активном потоке (разгон абсолютной скорости), что интенсифицирует кавитационные явления.

Вернемся к вопросу о соотношениях, которые позволили бы еще на этапе проектирования так сконструировать насос, чтобы на режимах $Q_i \ll Q_p$ не происходили кавитационные срывные процессы, ограничивающие степень

дросселирования расхода.

Учитывая те теплофизические процессы, которые сопровождают сброс утечек криогенного топлива из уплотнения в область входа, можно записать базовое условие отсутствия парожидкостной фазы на режиме дросселирования по расходу перед лопатками рабочего колеса в виде $P'_2 > P_n$ ($T_1 + \Delta T = T_2$). Оно означает, что статическое давление за предвключенным шнеком P'_2 должно быть больше давления пара криогенного топлива, соответствующего его температуре на выходе из рабочего колеса, то есть приращение статического напора (давления) предвключенного шнека на режиме дросселирования по расходу должно быть больше приращения давления пара криогенного топлива по температуре T_2 за рабочим колесом. В этом случае проникновение парожидкостной фазы на вход в рабочее колесо становится невозможным. На основании опыта, полученного в процессе проектирования и доводки насосных агрегатов криогенного топлива, ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова пришло к выводу, что для обеспечения условий бесрывной работы насоса в целом на режимах глубокого дросселирования с учетом влияния на этих режимах утечек криогенного топлива в насосе, необходимо выдержать следующие соотношения:

$$\Delta h_{\min} > \Delta h_{II}, \quad \Delta h_{II} = m_{III} \frac{C_{III}^2}{2g} + \lambda_{II} \left(\frac{C_{III}}{U_{III}} \right) \frac{W_{III1}^2}{2g},$$

$$(H_{III} + \Delta h_{II} - m \frac{C_{K1}^2}{2g} - \lambda_K \frac{C_K}{U_K} \frac{W_{K1}^2}{2g}) \frac{2g}{U_p^2} \geq 0,2 \dots 0,25 = A.$$

Так как на режиме глубокого дросселирования по расходу коэффициенты m_{III} и λ_K , λ_{II} являющиеся функциями гидродинамических условий на входе в колесо $f(C_K/U_K)$ нам неизвестны, то необходимо взять запас на это незнание, выраженный в увеличении коэффициента A , предложенного Чебаевским В.Ф., Петровым В.И. [79], от величины 0,1...0,15 до 0,2...0,25.

При численном анализе может оказаться, что напорные качества предвключенного шнека на режимах глубокого дросселирования по расходу не обеспечат заданную величину запаса a , то есть геометрические параметры шнека, такие как d_{em} , $\theta = \beta_{Л2} - \beta_{Л1}$, D_{III}/D_{K1} и др. превысят известные рекомендации [79]. В этом случае должен быть рассмотрен вопрос о постановке в систему топливоподачи двигателя выносного преднасоса, или же рассмотрены варианты форсирования антикавитационных качеств шнека и рабочего колеса в области малых расходов водорода, а также должны быть

обеспечены условия, устраняющие вредное влияние сброса утечек в область входа в насос. Это положение сыграло свою роль при выборе системы топливопитания при использовании в качестве топлива СПГ. Не только малая величина превышения статического давления над давлением упругости пара, которая была определена самолетчиками, но и то, что ранее выбранная по работе с водородом геометрия шнека при работе на СПГ не обеспечила необходимых условий для бесрывной работы колеса насоса - все это заставило включить выносной преднасос для топливопитания СПГ двигателя (рис. 4.3.1).

Известно несколько способов улучшить кавитационные качества насосов. К их числу относятся:

1. Применение шнеков, обеспечивающих кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}=6000...7000$ для насоса одновальной конструкции. В двухвальных конструкциях ТНА такие величины кавитационного коэффициента быстроходности и выше достигались на насосах каскадного типа (шнек и колесо на разных валах и с разной частотой вращения) и при работе насоса с выносным преднасосом. В одновальной конструкции насоса существование новой лопастной системы со сверхвысокой всасывающей способностью заключается в установке на одном валу с основным шнеком перед ним еще одного, бустерного шнека с осевым шагом лопастей меньше, чем осевой шаг основного шнека, и с большим радиальным зазором.

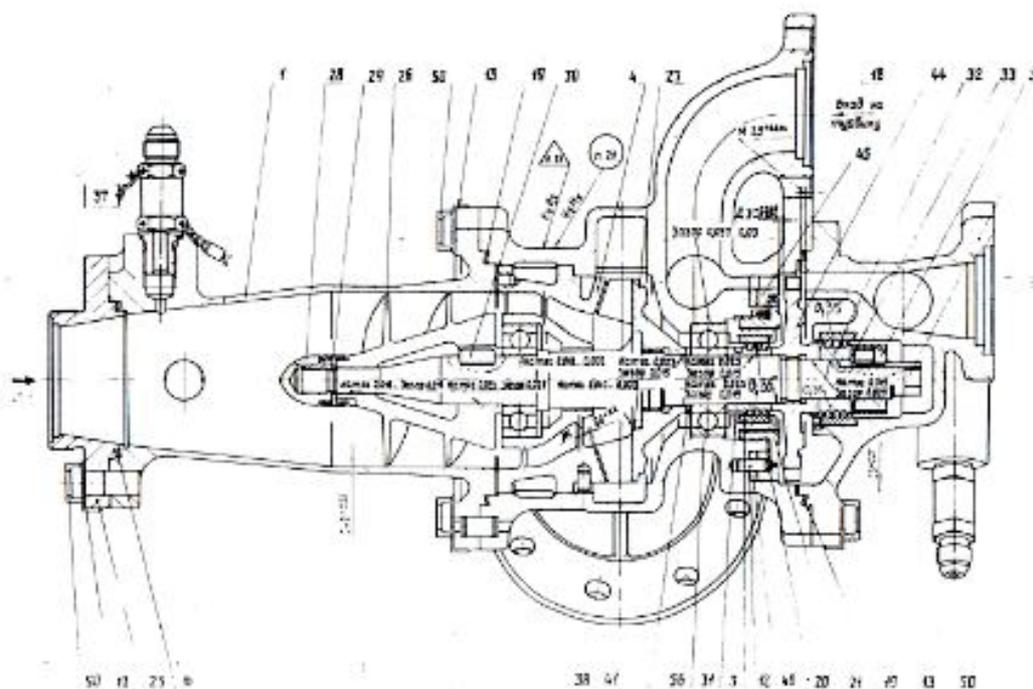


Рис. 4.3.1. Преднасос двигателя НК-88

Причем большой радиальный зазор можно осуществлять как путем уменьшения наружного диаметра бустерного шнека, так и путем увеличения диаметра входного патрубка насоса перед бустерным шнеком (рис. 4.3.2).

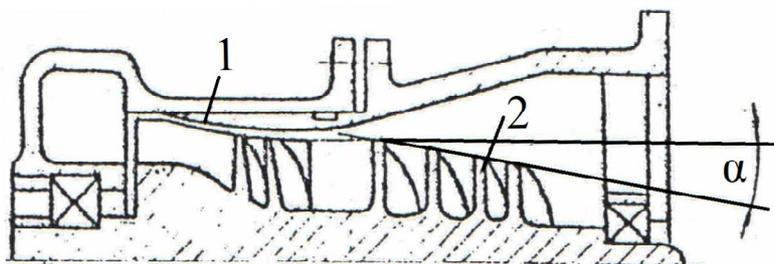


Рис. 4.3.2. Схема осевого преднасоса с бустерным шнеком: 1 – основной шнек; 2 – бустерный шнек

Наиболее важным конструктивным размером, оказывающим решающее влияние на антикавитационные свойства насоса, является диаметр входного патрубка перед бустерным шнеком D_n . Варьируя диаметром входа D_n можно получить хорошие антикавитационные качества насоса по параметру $C_{кр}$ и улучшить напорные характеристики насоса. Этот способ описан Шапиро А.С [81].

2. Применение оседиагональных колес. Этот способ применен американской фирмой "Аэроджет" для двигателя LR-87 для первой ступени ракеты Титан. В ТНА используется оседиагональное колесо, которое обеспечивает высокие величины КПД насоса η и кавитационного коэффициента быстроходности $С_{крII}$ (рис. 4.3.3).

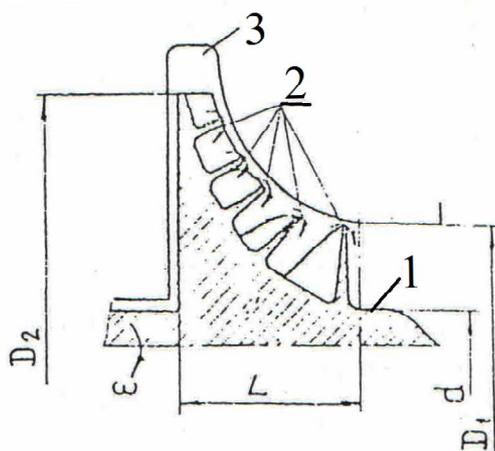


Рис. 4.3.3. Оседиагональное колесо насоса ЖРД R-87 (фирмы «Аэроджет», США): 1 – рабочее колесо; 2 – концевые перетекания рабочего тела на периферии лопаток; 3 – отвод

Как видно из рис. 4.3.3 это колесо отличается большой площадью входа ($K_0=6,4$) и отсутствием переднего покрывного диска. Колеса такого типа обеспечивают заданные энерго-кавитационные характеристики насосов в широком диапазоне n_s . Колеса оседиагонального типа рационально использовать и для бусгерных преднасосов ДЛА. Опыты с такими насосами показали, что они имеют высокие антикавитационные свойства ($C_{кр}=3000-4500$), высокие величины КПД ($\eta_r = 0,8...0,9$) при коэффициенте напора не хуже $H=gH/U_2^2=0,15...0,3$ [57].

При работе насоса для криогенных топлив у оседиагонального колеса утечки с выхода рабочего колеса не будут попадать в область входа, а будут перетекать через зазор между кромкой лопатки и корпусом со стороны сжатия на сторону разрежения.

4. Применение суперкавитирующих колес (СК-насосы)

Значительные успехи, в теоретическом и экспериментальном плане, достигнутые в создании гребных суперкавитирующих винтов (двигателей) быстроходных судов и СК-насосов [49, 60, 80, 114, 115] позволяют ставить вопрос о внедрении СК-насосов в практику насосостроения. В работе [49] установлено, что применение СК-насосов целесообразно при малой величине кавитационного запаса ΔP_{ex} на входе в насос и что на режимах суперкавитации СК-насосы с редкой решеткой ($\tau < 1$) эффективнее шнеков с густой решеткой ($\tau > 1$), так как у первых давление кавитационного срыва в 2,0...2,5 раза меньше, чем у шнековых колес.

Характеристики исследованных СК-колес показывают, что диапазон рабочих режимов в СК-насосе не меньше и КПД не хуже, чем у обычных шнекоцентробежных насосов. Кроме этого суперкавитирующие колеса не подвержены эрозии, что очень важно для насосов с большим потребным ресурсом. Применение СК-колес в насосе для криогенных топлив сулит реальную возможность расширения диапазона устойчивой работы в области малых расходов, если утечки из рабочего колеса сбрасывать на вход в СК-колесо, так как он, обладая повышенной всасывающей способностью, не будет реагировать падением энергетических параметров на подмешивание парожидкостных утечек в основной поток рабочего тела. Необходимо отметить, что данных для практического применения СК-колес в высокооборотных насосах накоплено не достаточно.

5. Применение насосов, перекачивающих кипящий водород

Жидкий водород является единственным компонентом, который можно перекачивать, когда статическое давление на входе в насос равно давлению

паров в потоке. Причиной этого необычного свойства является то, что водород имеет высокое значение отношения плотностей пара и жидкости и большую удельную теплоемкость по сравнению с другими криогенными топливами ДЛА. В результате объем пара, образующегося за передней кромкой шнекового преднасоса, например, вследствие нарушения оплошности потока, в водороде намного меньше, чем в других криогенных жидкостях. Поэтому насос может работать на водороде при значительно меньших величинах кавитационного запаса на входе. Это явление называют термодинамическим поддавлением падения напора [75].

В настоящее время возможность перекачивания насосами двухфазного водорода доказана в опытах американской фирмы "Рокит-дайн" [8]. В то же время необходимо отметить, что теоретических и экспериментальных данных по работе этих насосов в широком диапазоне расходов накоплено сейчас недостаточно.

Проанализировав при проектировании ТНА для двигателя НК-88 все эти способы улучшения кавитационных качеств насоса, пришли к выводу, что необходимо остановиться на обычной схеме шнекоцентробежного насоса, так как описанные выше способы были еще недостаточно исследованы. Кроме этого, учитывалось, что на самолете Ту-155 бак для жидкого водорода был экспериментальным с достаточно большим запасом по давлению, то есть можно было избытком давления существенно отодвинуть границы кавитационного срыва в насосе двигателя НК-88.

Для двигателя НК-89, работающего на СПГ и предназначенного для самолета целевого назначения Ту-156, для улучшения антикавитационных свойств насосной системы подачи топлива, принято решение установить перед насосом выносной преднасос (см. рис. 4.3.1) с приводом от гидротурбины и установкой неподвижного направляющего аппарата между шнеком и центробежным колесом. Это решение было вызвано тем, что штатный самолетный бак давал ограничения и по абсолютному давлению и по уровню превышения статического входного давления над давлением упругости паров на входе в насосную систему. При этом было принято решение преднасос выполнить в двух вариантах: традиционном с обычным шнеком и второй вариант с бустерным шнеком перед обычным шнеком. Исследование этих двух вариантов преднасосов еще не проведены, поэтому выбор штатного варианта преднасоса предстоит провести на основе этих исследований.

4.4. Методика оценки количества утечек высоконапорного рабочего тела со стороны выхода из насоса на вход. Способы уменьшения утечек

Как уже подчеркивалось выше, влияние утечек является определяющим для бесрывной работы криогенного насоса, особенно в области расходов криогенного топлива меньших расчетного. В исследованиях, проведенных А.С. Шапиро, К.Н. Шестаковым, В.И. Гуровым, Б.Н. Чумаченко, А.И. Елизаровым, разработаны методы оценки влияния сброса утечек на энергокавитационные свойства насосов. Указанные авторы рассматривая влияние утечек на кавитационные свойства насосов, предполагают полное, равновесное смешение утечек и основного потока. Вопросы микроструктуры смешения утечек с основным потоком рассмотрены в первом приближении в методах К.И. Шестакова и др., А.И. Елизарова. Эти методы схематично определяют приближенные к действительности процессы в уплотнениях и, следовательно, обеспечивают более надежные результаты расчетов по определению требуемых напоров предвключенных шнеков для получения бескавитационной работы насосов во всем диапазоне требуемых расходов. На базе этих методов и экспериментов, проведенных в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова на насосе демонстрационного двигателя, был выработан методический подход к определению утечек через уплотнения насоса и организации рациональной схемы ввода утечек в основной поток водорода.

Процесс течения по зазорам водорода, имеющего свойство при незначительном повышении температуры резко увеличивать давление насыщенных паров, может сопровождаться фазовыми переходами, если уровень температуры водорода на входе в зазор такой, при которой соответствующая ему величина давления насыщенных паров выше или равна величине противодействия на выходе из зазора [22, 42, 63].

Утечки с начальными параметрами среды (P_1, T_1, V_1) поступают в зазор, где в процессе течения параметры потока изменяются по длине зазора. Уменьшение статического давления до давления насыщенных паров приводит к образованию паровой фазы, вследствие чего весовой расход утечек значительно снижается. Парожидкостная смесь расширяется при течении по зазору до давления на выходе $P_2 \geq P_{2cp}$, где P_{2cp} - статическое давление в среде на выходе из зазора. Конечный уровень давления зависит от характера истечения. Образование и сохранение паровой фазы в потоке жидкости предполагает возможность критического режима истечения с явлением запираания при конечном давлении $P_2 > P_{2cp}$, при этом критическая

скорость двухфазной смеси существенно отличается от скорости звука обеих фаз [42].

Эксперименты показывают, что структура потока и соответственно основные характеристики течения в каналах в значительной мере зависят от следующих факторов [22]:

а) относительной длины канала (времени процесса);

б) формы канала и чистоты поверхностей;

в) абсолютной величины начальных параметров (давления, температуры недогрева, начальной влажности).

На базе этих представлений для расчета расходных характеристик каналов нами предлагается пользоваться формулой гидравлики с введением поправочных коэффициентов

$G_{гор} = \mu^* \mu_{по}^* \mu_e^* \mu_H^* G_{хол}$, где μ^* - гидравлический коэффициент расхода, определяемый по расходу холодной (сильно недогретой) жидкости; $\mu_{по}^*$ - приведенный коэффициент парообразования, $\mu_{по}^* = 1 - 0,39(1 - \varepsilon_0)^{0,63}$; $\varepsilon_0 = P_2 / P_1$ - отношение давления за каналом к давлению перед ним; μ_e^* - поправочный коэффициент, учитывающий влияние длины канала, $\mu_e^* = 1,1(l/d)^{-0,25}$; μ_H^* - поправочный коэффициент, учитывающий недогрев жидкости до температуры насыщения, $\mu_H^* = 1 + 0,034(1 - 0,024P_1V) - \Delta t_0$, где P_1V - давление насыщения, соответствующее начальной температуре; Δt_0 - недогрев жидкости до состояния насыщения, отвечающего начальному давлению.

На величину утечки через кольцевой микрозазор помимо указанных факторов будут оказывать влияние вращение вала и потери в зазоре на трение, что может быть учтено введением специальных коэффициентов после проведения экспериментальной работы.

Из формулы гидравлики для расчета величины утечек через щелевое

уплотнение $G = \pi D_y \delta_y \mu_y \sqrt{2g \frac{\Delta P_y}{\rho}}$, где D_y, δ_y - геометрические параметры

уплотнения; μ_y - суммарный коэффициент расхода уплотнения следует, что уменьшения величины утечек возможно достичь путем уменьшения D_y, δ_y и снижения μ_y . Снижение μ_y возможно за счет замены щелевого уплотнения по бурту рабочего колеса на более эффективное-лабиринтное, вихревое, сотовое, а также на торцевое контактное уплотнение и торцевое гидростатическое уплотнение. Для дальнейшего исследования

щнекоцентричного насоса двигателя НК-88 разработана конструкция торцевого гидростатического уплотнения (рис. 4.4.1).

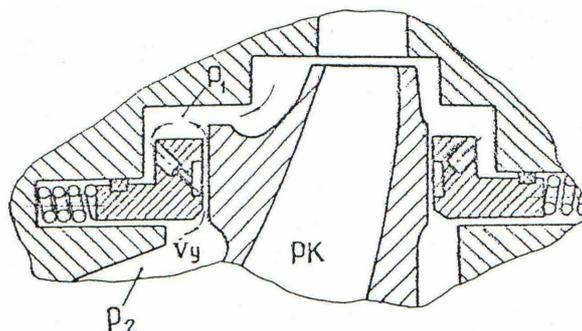


Рис. 4.4.1. Схема рабочего колеса центробежного насос с торцевыми гидростатическими уплотнениями на буртах

Большое значение для устранения вредного влияния утечек жидкости, сбрасываемых из рабочего колеса в его входную область, имеет рациональная схема ввода утечек в основной поток, о чем свидетельствует тот факт, что в конструкции насоса для разрабатываемого американского авиационного водородного двигателя предусмотрена так называемая "вентиляция" утечек водорода из лабиринтных уплотнений на буртах рабочего колеса [106]. По-видимому, речь идет о внедрении в конструкцию насоса схемы утечек, которая обеспечивает качественное перемешивание утечек водорода с основным потоком до его поступления на входные кромки рабочего колеса.

Нами предлагается усовершенствованная схема (рис. 4.4.2), в которой утечки из уплотнения рабочего колеса попадают в межрубашечное пространство 2 входного трубопровода 7, где еще до попадания в распылитель 1 охлаждаются основным потоком более холодного водорода. Для ограничения сбросов утечек в основной поток можно предусмотреть постановку дополнительных лопаток 6, выфрезерованных на торце рабочего колеса.

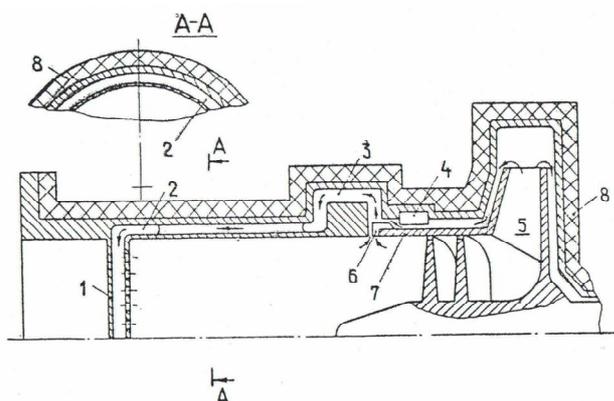


Рис. 4.4.2. схема криогенного центробежного насоса с устройством принудительного отсоса утечек из уплотнения рабочего колеса: 1 – распылитель утечек; 2 – Принципиальная каналы для отвода утечек; 3 – канал сбора утечек; 4 – уплотнения рабочего колеса; 5 – рабочее колесо; 6 – импеллер на бурту рабочего колеса; 7- бурт рабочего колеса; 8 – пеноизоляция корпуса насоса; V – основной поток; Vu – поток утечек

На этапе создания экспериментального двигателя НК-88 для экспериментального самолета Ту-155 остановились на уплотнении по буртам крыльчатки в виде уплотнения "Плавающее кольцо" (рис. 4.4.3).

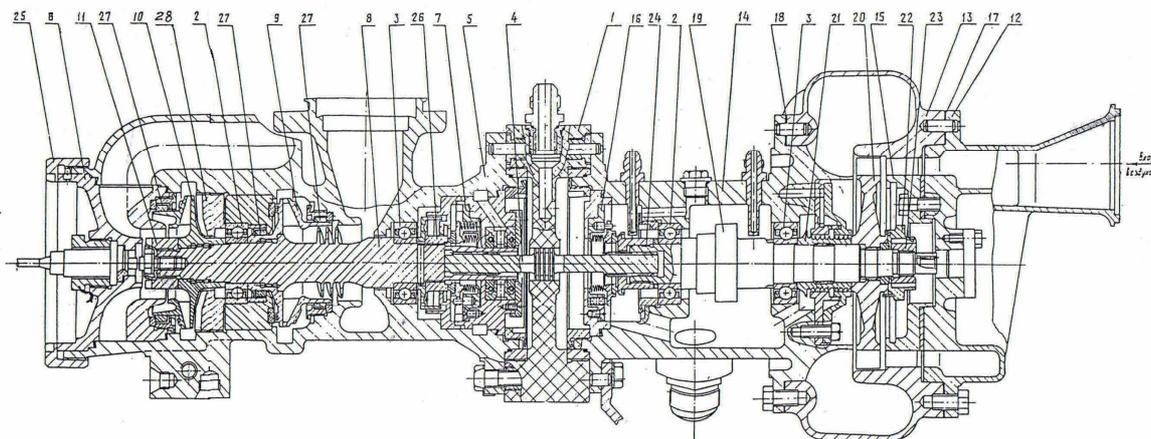


Рис. 4.4.3. Турбонасосный агрегат двигателя НК-88

Используя бурт с такими лопатками, по сути дела, импеллерное уплотнение, можно отводить утечки из щелевого уплотнения в область пониженного давления, то есть применить, отсос утечек и уменьшить их вредное влияние на кавитационные свойства рабочего колеса и насоса в целом.

4.5. Обеспечение динамической устойчивости насоса в системе подачи криогенного топлива

Проблема обеспечения динамической устойчивости насосных систем подачи криогенного топлива в области малых расходов изучена подробно для ЖРД, поэтому на начальном этапе исследования криогенной системы подачи следует воспользоваться этим опытом, который показал неплохую сходимость с экспериментальными данными, а также традиционными методами исследования динамики систем как, например, метод В.В. Казакевича [35]. Однако сама модель криогенной системы подачи для авиационных ГТД должна строиться с учетом ее специфики. Здесь самыми

главными компонентами являются - наличие кавитационных процессов в тракте насоса между шнеком и рабочим колесом, переход криогенного топлива в состояние "жидкость+пар" или "газ" в выходном сечении насоса при малых расходах топлива, изменение теплофизических свойств топлива по тракту.

Как известно, математическое условие статической устойчивости в работе насоса по предложению А. Стодолы описывается весьма просто $d\Delta P_H / dQ < d\Delta P_C / dQ$. Как известно, в общем виде характеристика сети такова, что при увеличении расхода рабочего тела сопротивление сети возрастает почти прямо пропорционально квадрату расхода, то есть производная $d\Delta P_C / dQ$ величина всегда положительная. А вот напорная характеристика насосов (при $\omega = const$) в зависимости от типа насоса и его конструктивного оформления может иметь участок, в котором давление при увеличении расхода увеличивается, то есть производная $d\Delta P_H / dQ$ положительная, участок, где давление по расходу может не меняться, то есть производная $d\Delta P_H / dQ$ равна нулю и участок, где давление при увеличении расхода падает, то есть производная $d\Delta P_H / dQ$ отрицательная. Математически неравенство А. Стодолы означает, что статическая устойчивость работы насоса в сети может быть обеспечена на любом участке напорной характеристики, лишь бы производная насоса $d\Delta P_H / dQ$ была меньше производной сопротивления $d\Delta P_C / dQ$. Однако, изменение режима работы насоса с переходом от исходного расхода рабочего тела к большему или меньшему расходу имеет динамический характер, то есть сопровождается некоторыми колебаниями величин расхода и давления за насосом при установлении равновесного режима работы системы ТНА "турбина ТНА - насос ТНА" и системы регулирования двигателя, воздействующей своими сигналами на эту систему. Не вдаваясь во взаимодействия обеих систем, отметим, что для статической устойчивости работы насоса в сети (абстрактный случай работы насоса в сети) достаточно, чтобы производная насоса $d\Delta P_H / dQ$ была меньше производной сети $d\Delta P_C / dQ$, а динамическая устойчивость насоса в сети возможно при отсутствии на его напорной характеристике участков с положительной производной $d\Delta P_C / dQ$, то есть форма напорной характеристики должна быть монотонно падающей во всем диапазоне потребных расходов. В этом случае система "насос-сеть" обладает свойством самовыравнивания.

Особенно вероятно проявление неустойчивости водородной насосной

системы подачи при работе шнеко-центробежного насоса на левой ветви напорной характеристики, при сравнительно небольшом превышении статического давления на входе над давлением водородного пара, то есть величины $\Delta P_{ex\ min} = P_{ex} - P_n$. Это иллюстрируется результатами экспериментов, основной целью которых состояла в демонстрации возникновения колебательных процессов в системе при дросселировании расхода через шнекоцентробежный насос и одновременном снижении давления на входе. На рис. 4.5.1 представлена экспериментальная напорная характеристика $\Delta P_H = f(Q)$ исследуемого насоса, снятая при различных давлениях P_{ex} и различных способах образования парогазовой фазы перед насосом (при $\omega = const$).

Зависимости показывают, что при образовании двухфазной среды на входе в насос по мере уменьшения расхода Q происходит деформация его напорной характеристики с появлением в области малых расходов участков с положительной производной $d\Delta P_H / dQ$. Графики также показывают, что подача на вход насоса свободного нерастворенного газа является более мощным фактором, воздействующим на его напорную характеристику, чем создание условий, способствующих газовыделению из жидкости, то есть обычной кавитации.

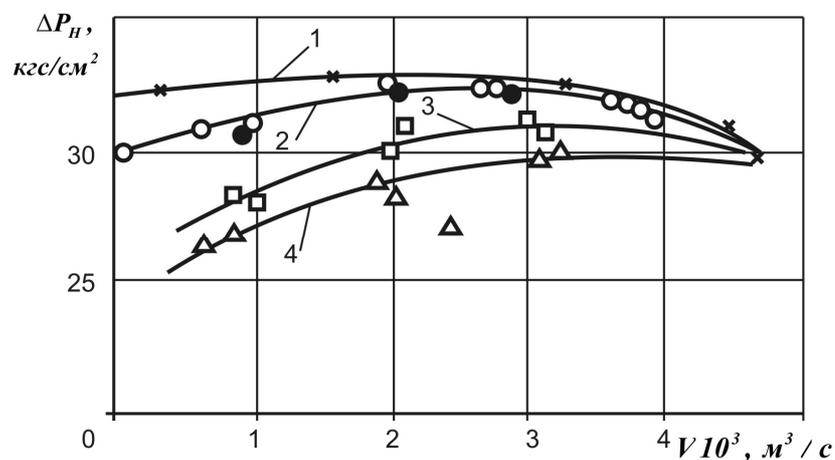


Рис. 4.5.1. Напорная характеристика ШЦВН ($\beta_{1Л}=29$ град., $\beta_{2Л}=14$ град.) при различных способах образования газовой фазы на входе : 1 – исходная характеристика; 2 – газовыделение из раствора; 3, 4 – подача свободного газа; × - $P_{ex} \approx 3$ бар, $C'_{ex}=0$; ○ - $P_{ex} \approx 0,5$ бар, $C'_{ex}=0,02$; ● - $P_{ex} \approx 0,33$ бар, $C'_{ex}=0,04$; □ - $P_{ex} \approx 3$ бар, $C'_{ex}=0,03$; △ - $P_{ex} \approx 3$ бар, $C'_{ex}=0,06$.

Деформация напорной характеристики насоса происходит непрерывно

по мере увеличения газосодержания $C'_{ex} = \frac{V_n}{V_{ж} + V_n}$, где $V_n, V_{ж}$ - объемы пара (газа) и жидкости.

Такие характерные изменения напорных характеристик насоса приводят к появлению на них участков с положительной производной $d\Delta P_H / dQ$ и последующей потере устойчивости насосной системы. По результатам этих простых экспериментов можно сделать выводы:

- если в системе подачи имеются условия для образования двухфазной среды, то по мере дросселирования расхода через насос, на его напорной характеристике могут появиться участки с положительной производной $d\Delta P_H / dQ$;
- свободные газовые включения обуславливают повышенное воздействие на подобную деформацию напорной характеристики насоса.

В работе [80] показано, что на режимах недогрузки по расходу в шнекоцентробежном насосе между шнеком и рабочим колесом происходит сепарация выделившегося при кавитации газа. При испытаниях ЖРД сепарация газа у втулки шнекоцентробежного насоса была обнаружена при малых расходах и она приводила к возникновению колебаний повышенной амплитуды. При исследовании процесса подачи жидкого водорода двигателя НК-88 также неоднократно обнаруживали переход жидкого водорода во входном сечении насоса по мере дросселирования в состоянии "жидкость-пар".

Наличие на напорной характеристике насоса участков с положительной производной $d\Delta P_H / dQ$ в области малых расходов не обязательно связано с образованием двухфазных течений внутри его тракта. Известны эксперименты, в которых изучалось влияние угла установки лопаток $\beta_{2л}$ и частоты вращения ротора насоса на устойчивость системы. Оказалось, что при обеспечении бескавитационной работы насоса и отсутствии свободных газовых включений, ухудшение устойчивости и связанное с этим появление колебаний давления и расхода может наблюдаться и у шнекоцентробежных насосов, имеющих угол установки лопаток в колесе $\beta_{2л} \geq 90^\circ$. При этом наличие двухфазных течений в насосе только усиливают склонность насосной системы подачи к появлению неустойчивости.

Проведенные нами эксперименты показали, что на интенсивность колебаний расхода и давления большое влияние оказывает наклон напорной характеристики насоса. Пологие напорные характеристики насоса способствуют появлению колебаний большой амплитуды. Как известно, угол

установки лопаток ступени $\beta_{2Л}$ существенно влияет на наклон напорной характеристики: при угле $\beta_{2Л} \geq 90^\circ$ характеристика насоса становится пологой и $d\Delta P_H / dQ$ приближается к нулю, что объясняет наличие колебательных процессов в насосе с большой амплитудой.

Как было показано в разд. 3.4 система топливопитания авиационного ГТД криогенным топливом является сложной динамической системой, в которой два звена: турбонасосный агрегат и теплообменник-газификатор имеют склонность к динамической неустойчивости со своими критериями и границами этого явления и, кроме этого, они входят как динамические звенья в сложную четырехконтурную систему регулирования. Все это указывает на то, что на устойчивость работы насоса в системе топливопитания двигателя могут влиять своими динамическими качествами (фазовый сдвиг, постоянная времени) многие звенья этой сложной динамической системы. В том же разделе были приведены результаты экспериментов на двигателях НК-88 и НК-89, показывающие, что в контуре регулирования частоты вращения ТНА и системе топливопитания существуют на средних и высоких режимах работы двигателя взаимосвязанные автоколебания с частотой 2 ... 3 Гц. Далее в учебном пособии будет показано, что на определенных режимах работы двигателя в теплообменнике-газификаторе при фазовых преобразованиях криогенного топлива также появляются пульсации давления и расхода, которые могут распространяться до насоса и влиять на устойчивость его работы. Эксперименты на водородной системе топливопитания двигателя НК-88 по определению динамических свойств системы показали, что на режимах работы двигателя вблизи малого газа и до режимов 0,4-0,5 от номинального в насосе могут возникнуть срывные (кавитационные) явления, связанные с ростом температуры криогенного топлива на входе в насос. Рост температуры происходит за счет перетекания горячего топлива за ступенью на вход в насос. Механизм возникновения срыва насоса, обусловленный взаимодействием динамических звеньев, представляется следующим образом. При определенной скорости уменьшения частоты вращения ТНА расход через насос уменьшается с опережением по фазе ввиду запаздывания изменения давления за насосом из-за инерционности теплообменника. Причём, при некоторой скорости изменения расхода, контролируемой перепадом давления на дозаторе автомата запуска (магистрального дросселя), фазовое запаздывание перепада давления на газовой магистрали достигает 180° , то есть при уменьшении перепада давления на автомате запуска расход газа увеличивается. Это приводит к задержке изменения

давления за насосом или даже к его увеличению, что в свою очередь приводит к еще более быстрому уменьшению расхода жидкого водорода через насос и насос входит в срыв. Таким образом, теплообменник и насос образуют контур с положительной обратной связью. Это говорит о том, что причиной срывных явлений в насосе, обусловленных сочетанием и взаимодействием динамических звеньев системы, является сочетание большой инерционности теплообменника-газификатора с пологими напорными характеристиками насоса ТНА. Это приводит при конкретных гидравлических характеристиках системы топливопитания к значительным колебаниям жидкого водорода через насос при проявлении возмущающих воздействий как по жидкостной и газовой линиям, так и управляющего воздействия по давлению воздуха перед турбиной ТНА. При этом колебания давления на входе в насос отслеживают за колебаниями расхода. Этими результатами - только первые шаги в изучении сложных процессов динамического взаимодействия агрегатов системы топливопитания под воздействием контуров системы автоматического регулирования. Необходимо продолжить изучение динамических свойств системы топливопитания и САР с помощью возмущающих воздействий на системы специальными пульсаторами для частотных испытаний.

Описанные выше явления указывают на необходимость внедрения в конструкцию насоса мероприятий, дающих положительный эффект по борьбе с колебательными процессами в системе. При этом необходимо рассматривать динамику всей криогенной насосной системы топливопитания в целом, то есть с учетом волновых процессов в пред- и занасосных магистралях, теплообменнике и магистралях, идущих от него к камере сгорания.

Рассмотрим мероприятия, которые могут дать положительный эффект в подавлении колебательных процессов в насосной системе топливопитания. Одним из методов является увеличение гидравлического сопротивления в системе, причем это сопротивление должно вноситься так, чтобы тормозить движение колеблющейся массы. Для устранения колебаний, вызванных неустойчивостью шнекоцентробежного насоса, необходимо вносить сопротивление либо во входную магистраль, либо в область между предвключенным шнеком и рабочим колесом. Внесение сопротивления в напорную магистраль не должно привести к устранению этого вида колебаний. Для колебаний, вызванных неустойчивостью насоса и гидросистемы, внесение сопротивления в напорную магистраль дает

положительный эффект. Проведенные эксперименты с сопротивлением в виде диска с мелкими отверстиями, установленного между шнеком и рабочим колесом, показали, что колебания, вызванные неустойчивостью шнекоцентробежного насоса, полностью устранялись. Вторая серия экспериментов с внесением сопротивления в напорную магистраль показала отсутствие его влияния на этот вид колебаний.

Для борьбы с развитыми колебаниями в системе топливоподачи ЖРД эффективным методом оказалась подрезка передних кромок шнека под углом $5-15^\circ$ на длине $(0.5...0.7)L$ (L - длина шнека). Развитые колебания в области малых расходов компонента через насос были зафиксированы при испытании шнеков с подрезкой и без нее, имея меньшую интенсивность у варианта с подрезанными кромками. Следовательно, метод борьбы с колебаниями путем подрезки кромок шнека не является универсальным, а может рассматриваться как один из возможных методов, применимый в конкретных условиях.

Известны эксперименты, в которых изучалось влияние шага лопаток шнека при различных частотах вращения ротора. Осевой шаг шнека был уменьшен на входе с $t_{oc}=75,6$ мм до 24 мм, при этом было зафиксировано, что с уменьшением частоты вращения напор, создаваемый шнеком с уменьшенным шагом падает и падает амплитуда колебаний на выходе из шнека.

Эффективным методом воздействия на устойчивость насосной системы топливопитания является уменьшение угла установки лопаток рабочего колеса на выходе ($\beta_{2л} < 90^\circ$). Показано, что при переходе с угла $\beta_{2л} = 90^\circ$ на $\beta_{2л} = 20^\circ$ граница устойчивой работы насоса переместилась в область меньших расходов и при этом снизилась относительная амплитуда колебаний. Это влияние крутизны напорной характеристики насоса.

Все эти экспериментальные данные показывают, что при проектировании криогенных шнекоцентробежных насосов следует тщательно анализировать возможность появления неустойчивых режимов работы насоса при уменьшении расхода через него и предусматривать мероприятия по улучшению динамических свойств насоса.

Для получения статической устойчивости насосы для системы топливопитания нужно проектировать их так, чтобы они имели такую напорную характеристику $H=f(Q)$, при которой напор увеличивается при уменьшении расхода. За меру устойчивости характеристики принимают отношение $H_s / H_p \geq 1,7$, где H_s - напор насоса при нулевом расходе (клапан

за насосом закрыт); H_p - расчетный номинальный напор насоса. Это отношение является важным фактором уменьшения неравномерности в работе регулирующих устройств системы топливопитания.

Наличие статической устойчивости насоса еще не гарантирует динамической устойчивости системы, так как любая система топливопитания обладает определенной емкостью и инерционностью, которые могут привести к появлению разной скорости изменения расхода через насос и в за насосную сеть. Именно это может привести к динамической неустойчивости системы топливопитания.

При определенном характере пересечения характеристик насоса и за насосной сети увеличение емкости и уменьшение инерционности за насосной сети могут привести к увеличению зоны неустойчивой работы системы топливопитания, выраженной в колебаниях расхода и давления в системе. Для уменьшения зоны динамической неустойчивости при проектировании системы нужно стремиться к уменьшению емкости (объема) за насосной сети и увеличению инерционности системы. Для этого желательно дросселирующие устройства (клапаны) располагать непосредственно за выходным патрубком насоса. Тогда колебания не возникают, так как объем между насосом и дросселем мал, а влияние сжимаемости невелико. Кроме этого, создаваемая дросселем турбулентность потока нарушает периодичность импульсов, исходящих от насоса.

Для уменьшения колебательных явлений в тракте самого насоса (постоянных или случайных) важно, чтобы во входном патрубке насоса происходило постоянное ускорение потока топлива и не было закрутки потока на входе в колесо или шнек, для чего может потребоваться постановка во входном патрубке насоса ребра, уменьшающего закручивание потока на входе (особенно при расходах значительно меньших номинального). В рабочем колесе с точки зрения динамической устойчивости лучше иметь цилиндрические лопатки, а не пространственные.

4.6. Особенности воздушной турбины как привода криогенного насоса ТНА

Как показано выше, в результате анализа различных вариантов привода насоса криогенного топлива выяснено, что наилучшим приводом по многим показателям является газовая турбина. Ввиду малой плотности криогенных топлив и особенно жидкого водорода и с целью получения минимального

веса насоса, его приходится выполнять высокооборотным. Турбину целесообразно соединять с насосом напрямую без мультипликатора, так как при его применении усложняется конструкция ТНА и снижается надежность его работы, что связано с проблемой создания шестерен, работающих длительное время при высокой частоте вращения. Кроме этого, при применении мультипликатора возникает проблема его надежной смазки в условиях близко расположенного "холодного" насоса.

Таким образом, одной из основных характерных особенностей турбины ТНА криогенного топлива является высокая частота вращения. В сочетании с малым расходом рабочего тела, обусловленным небольшой мощностью насоса, это приводит к тому, что средний диаметр и высота лопатки такой турбины получаются весьма малыми, и она по своим размерам приближается к классу микротурбин, обладающих следующими основными особенностями.

Малоразмерные турбины имеют существенно более низкий КПД, чем турбины авиационных двигателей большой тяги. Это обусловлено большими потерями в лопаточной части (профильные и вторичные потери), так как в малых каналах преобладание сил вязкости над силами инерции приводит к уменьшению числа Re и росту коэффициента потерь ξ_s . У газовых микротурбин число Re на 2-3 порядка ниже, чем в больших турбинах. Другой причиной более низкого КПД малоразмерных турбин является относительно большая величина утечек газа через зазоры. Поскольку абсолютные величины зазоров в микротурбинах практически такие же, как в больших турбинах, а диаметр колеса на порядок меньше, то относительные зазоры $\bar{\delta} = \delta / d_{cp}$ в микротурбинах на порядок больше. Соответственно и относительные потери в зазорах у малоразмерных турбин существенно больше, чем в геометрически подобных им больших турбинах.

В открытой схеме криогенной системы топливопитания для привода насоса используется турбина, рабочим телом в которой служит воздух. При работе двигателя на всех режимах используется подогретый воздух, отбираемый из коллектора за компрессором двигателя. При запуске двигателя воздух на турбину подается либо от наземного источника, либо от вспомогательной силовой установки, либо от другого работающего двигателя. Из турбины воздух выпускается в атмосферу. Изменение режима работы турбины осуществляется регулятором расхода воздуха, установленным в воздушной магистрали перед турбиной. Существует ряд особенностей, связанных с работой турбины в системе подачи топлива, выполненной по открытой схеме. Основная особенность состоит в том, что в

такой системе подачи регулирование режима работы двигателя осуществляется путем изменения частоты вращения насоса, что достигается изменением расхода воздуха через турбину. В то же время, так как турбина питается воздухом, отбираемым за компрессором двигателя, то параметры воздуха перед ней зависят от режима работы двигателя. Такая взаимозависимость работы ТНА и двигателя требует согласованности характеристик воздушной турбины, насоса криогенного топлива и двигателя во всем эксплуатационном диапазоне режимов работы.

Турбина должна обеспечить требуемую для насоса мощность во всем диапазоне режимов работы двигателя по тяге, высоте, скорости полета, с учетом изменения внешних факторов. Мощность насоса в этом диапазоне режимов работы двигателя изменяется \approx в 30 раз, а частота вращения ротора более чем в 3 раза.

Проведенные энергетические расчеты системы подачи водорода показали, что располагаемый запас относительной мощности $N_H / N_{T.pacc}$ (здесь N_H - потребная мощность насоса, $N_{T.pacc}$ - располагаемая мощность воздушной турбины при полностью открытом регуляторе расхода воздуха) при постоянной площади проходного сечения соплового аппарата неодинаков на разных режимах работы двигателя.

Наименьший запас относительной располагаемой мощности турбина имеет на режиме малого газа при $H=0$, $V=0$ и $t_H=+15$ °С. У двигателя НК-88 при работе на жидком водороде на этом режиме давление воздуха за компрессором $P_{2ВД}^* = 2,1 \text{ кгс/см}^2$ и температура $T_{2ВД}^* = 361 \text{ К}$ с учетом потерь давления в воздушной системе (степень расширения на турбине $\pi_T^* = 1,265$). Низкие параметры воздуха перед турбиной обуславливают малую удельную мощность турбины N_T / G_a на этом режиме. На всех других режимах работы двигателя, в том числе и на режиме малого газа на $H>0$ запас относительной мощности турбины. Это наглядно иллюстрируется приведенными на рис. 4.6.1 зависимостями потребного давления перед турбиной и располагаемого давления за компрессором двигателя от расхода жидкого водорода.

Такая особенность открытой системы подачи топлива приводит к необходимости выбора пропускной способности турбины из условия обеспечения требуемой мощности турбины на режиме малого газа при $H=0$ и $V=0$, в котором турбина обладает наименьшим запасом мощности. При этом на основных режимах работы двигателя, крейсерском и выше, запас мощности турбины весьма велик и приходится осуществлять сильное

дросселирование воздуха в регуляторе расхода и снижать давление перед турбиной (на взлетном режиме двигателя НК-88 $P_{рез} = 4,72 \text{ кгс/см}^2$).

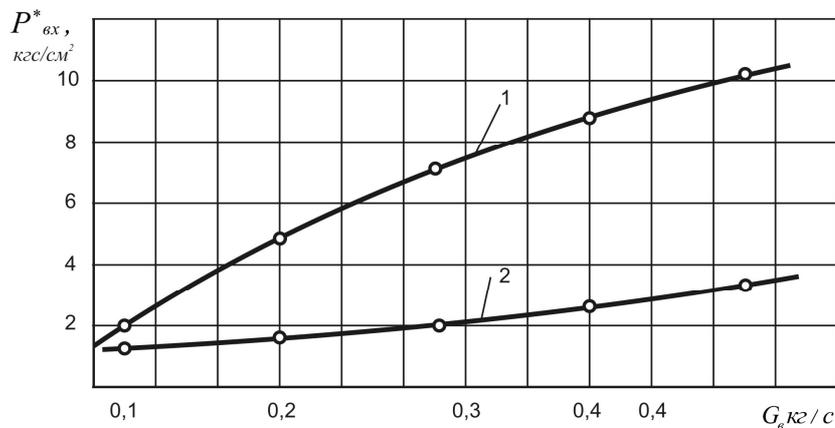


Рис. 4.6.1. Зависимость требуемого и располагаемого давлений на входе в турбину от расхода жидкости через ТНА двигателя НК-88:

$$1 - P_{вх. расч}^* ; 2 - P_{вх. попр}^*$$

Это ведет к недоиспользованию энергосодержания воздуха на этих режимах и увеличению его расхода. Для того, чтобы полностью использовать энергосодержание воздуха на всех режимах турбина должна быть выполнена с изменяемой площадью проходного сечения соплового аппарата. Однако конструктивно это весьма сложно.

Другой особенностью работы воздушной турбины в открытой системе подачи топлива является широкий диапазон режима работы по степени расширения π_T^* и частоте вращения n , что связано с регулированием расхода криогенного двигателя путем изменения частоты вращения ротора насоса. Так на двигателе НК-88 при работе на жидком водороде частота вращения ротора ТНА на взлетном режиме и режиме малого газа равны соответственно $n_{взл} = 49427 \text{ об/мин}$ и $n_{МГ} = 16128 \text{ об/мин}$, а степень расширения $\pi_{Т.взл}^* = 4,24$ и $\pi_{Т.МГ}^* = 1,26$. В широких пределах изменяется и параметр $U/C_{ад.Т}^*$, определяющий экономичность турбины. Для двигателя НК-88 на взлетном режиме при $H=0$, $V=0$ $U/C_{ад.Т}^* = 0,545$, а на режиме малого газа при $H=11 \text{ км}$ и $V=850 \text{ км/ч}$ $U/C_{ад.Т}^* = 0,289$. Такой многорежимный характер работы турбины требует правильного выбора расчетного режима, на котором необходимо обеспечить максимальный КПД турбины. При выборе среднего диаметра турбины, определяющего величину $U/C_{ад.Т}^*$ не следует допускать

низких значений этого параметра, особенно на режимах, где мал запас относительной мощности турбины.

Изменение степени расширения π_T^* в широком диапазоне вызывает изменение приведенной скорости на выходе из соплового аппарата $\lambda_{1ад}$ от малых дозвуковых значений до довольно больших сверхзвуковых скоростей. Так на двигателе НК-88 $\lambda_{1ад}$ изменяется с 1,253 на взлетном режиме до 0,53 на режиме малого газа при $H=0$ и $V=0$. Обычно газовые турбины работают в гораздо более узком диапазоне по $\lambda_{1ад}$. Отработанные в настоящее время высокоэффективные профили сопловых лопаток делятся на 3 группы - дозвуковые ($\lambda_{1ад}<1$), околосвуковые ($\lambda_{1ад}=1\dots 1,2$) и сверхзвуковые ($\lambda_{1ад}>1,2$). Каждая из этих групп профилей обладает малыми потерями лишь в указанном диапазоне $\lambda_{1ад}$. За пределами этого диапазона потери в лопатках резко возрастают. Поэтому создание турбины, обладающей высоким КПД в таком широком диапазоне изменения $\lambda_{1ад}$, требует применения специальных мер при профилировании, уменьшающих чувствительность решеток к изменению $\lambda_{1ад}$ и, возможно, потребует экспериментальной доводки профилей.

Одной из особенностей воздушной турбины ТНА является малый объемный расход воздуха, что приводит к необходимости выполнения турбины парциальной. Проведенные расчеты показали, что для не парциальной турбины ТНА двигателя НК-88 относительная высота лопаток $h/s < 0,5$ и вторичные потери значительно превосходят потери, вызванные парциальностью. Кроме этого, в турбине с короткими лопатками существенно возрастают потери на утечки рабочего тела через радиальные зазор между лопатками рабочего колеса и корпусом. Одним из преимуществ парциальной турбины является то, что в ней проще изменять пропускную способность за счет изменения количества каналов в сопловом аппарате, что возможно понадобится в процессе доводки турбины. Использование воздушной турбины в качестве привода насоса криогенного топлива в системе подачи топлива, выполненной по открытой схеме, обеспечивает простоту запуска и регулирования двигателя.

К недостаткам воздушной турбины следует отнести усложнение конструкции уплотнения между насосом и турбиной и увеличение удельного расхода топлива, вызванного отбором воздуха от компрессора на привод турбины.

4.7. Особенности конструкции турбонасосного агрегата

При выборе конструкции ТНА определяющим параметром является комплекс dn , поэтому для жидкого водорода были проанализированы конструкции насоса с частотами вращения от 40000 до 100000 об/мин (рис. 4.7.1-4.7.3).

Естественно с ростом частоты вращения ротора гидравлическое совершенство насоса повышается, так как увеличивается n_s и, следовательно, КПД (см. рис. 4.1.1). Улучшаются также и весовые характеристики агрегата. Однако такие факторы как запас по критической частоте вращения ротора, окружные скорости по трущимся элементам торцевых уплотнений, статистический комплекс dn [72] препятствуют назначению частоты вращения ротора насоса выше 60000 об/мин.

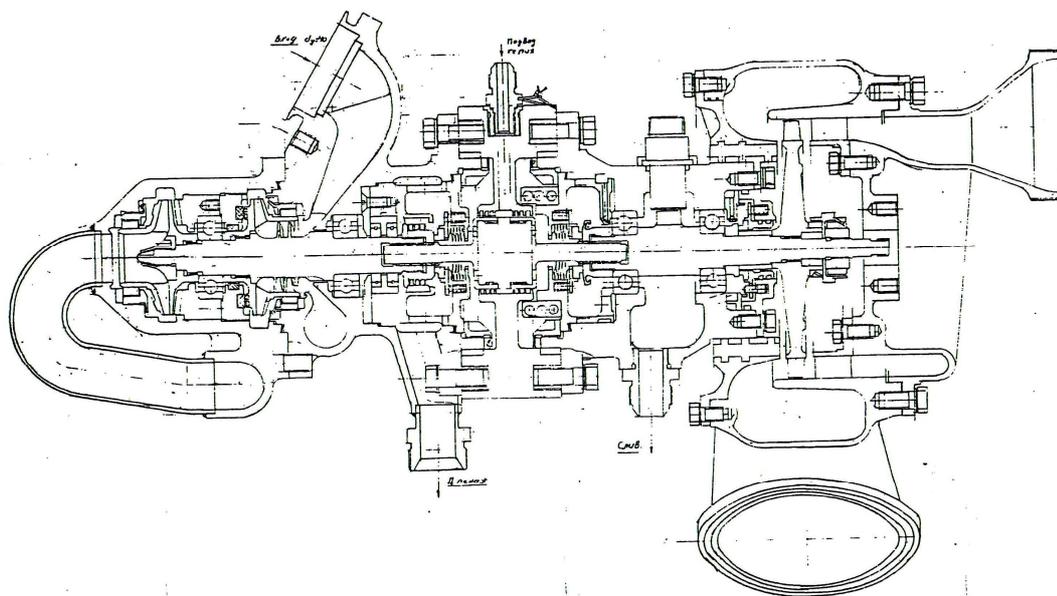


Рис. 4.7.1. Конструктивная компоновка ТНА
с $P_H = 35 \text{ кгс} / \text{см}^2$, $n = 60000 \text{ об} / \text{мин}$

Например, при частоте вращения ротора насоса 100000 об/мин чтобы выдержать комплекс dn в пределах $(1,2...1,5)10^6$, окружные скорости трущихся поверхностей контактных уплотнений менее 80 м/сек (предельно допустимая, исследованная скорость), валы насоса и турбины должны иметь наружный диаметр не более 15 мм. Расчеты собственных частот колебаний показали, что при таком диаметре вала возникают трудности с обеспечением запаса по критической частоте вращения ротора, так как расстояние между подшипниками, от которого зависит критическая частота вращения, не

может быть уменьшено до необходимой величины без недопустимого уменьшения трактовых каналов между крыльчатками насоса и связанного с этим ухудшения гидравлики насоса.

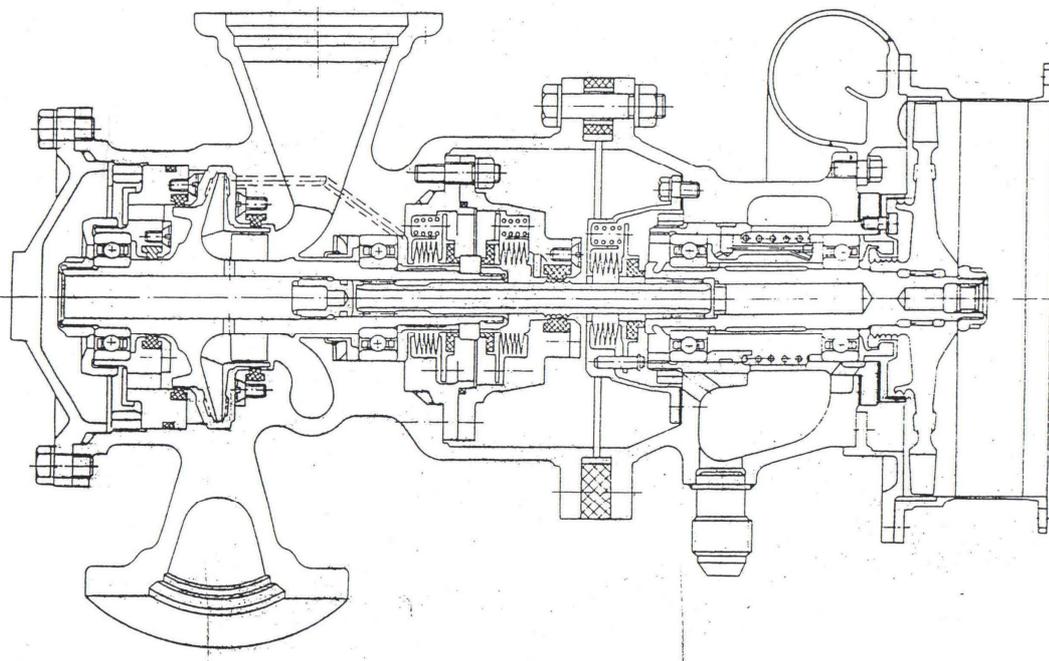


Рис. 4.7.2. Конструктивная компоновка ТНА
с $P_H = 41,4 \text{ кгс} / \text{см}^2$, $n = 70000 \text{ об} / \text{мин}$.

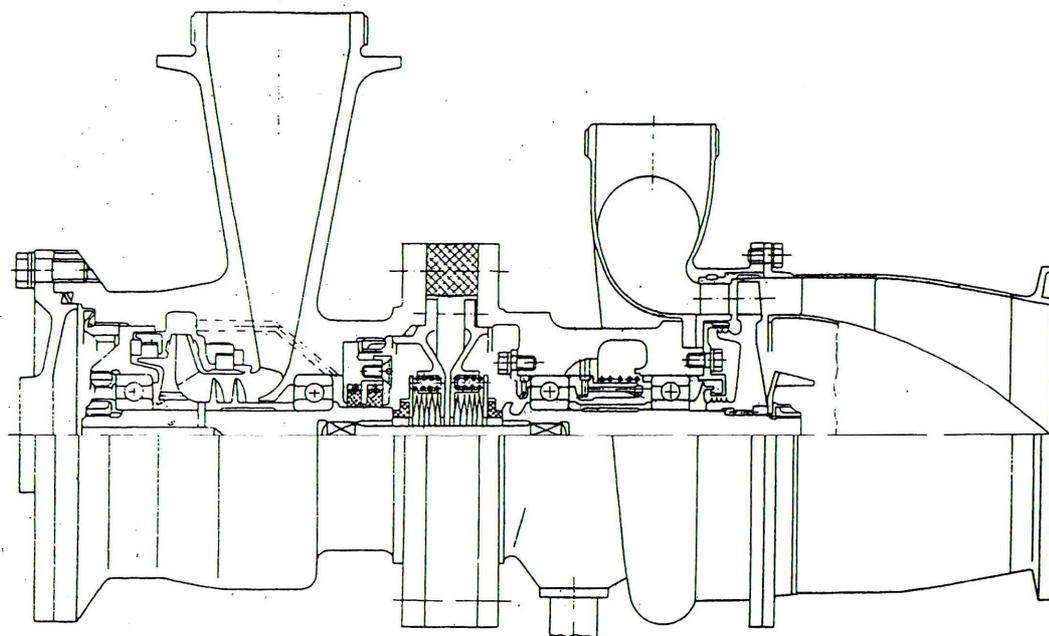


Рис.4.7.3 Конструктивная компоновка ТНА
с $P_H = 41,5 \text{ кгс} / \text{см}^2$, $n = 100000 \text{ об} / \text{мин}$

Следует также отметить, что создание ротора на 100000 об/ мин

выдвигает сложную задачу по динамическому уравниванию как с точки зрения балансировочного оборудования, так и по обеспечению точности обработки посадочных мест под подшипники на валу и в корпусах. Ротор с такими оборотами по требованиям к балансировке переходит в разряд "Приборов", ему соответствуют более жесткие требования к конструкции агрегата, не допускающие, в частности, разборки ротора после балансировки, что удастся обеспечить не во всех компоновках ТНА. В будущем представляется перспективным применение в качестве опор ротора ТНА подшипников гидростатического типа (ГСП). Комплекс dn для них не играет определяющей роли, как для подшипников качения, поэтому можно использовать все преимущества высокоскоростных конструкции насосов: высокий КПД; одноступенчатое исполнение; компактность и малый вес. Известно применение ГСП для турбодетандеров с частотой вращения до 500000, но при работе на одном режиме. Применение ГСП на ТНА криогенного топлива, который должен устойчиво работать на переменных режимах в широком диапазоне расходов, а, следовательно, нагрузок в настоящее время не исследовано и требует хорошего экспериментального подтверждения. Работы в этом отношении велись в Самарском Государственном аэрокосмическом университете и институте НИИ "Гелиймаш". В ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова был разработан и изготовлен один экземпляр ТНА на ГСП, но работы по его исследованию находятся в самой начальной стадии. Поэтому при выборе частоты вращения ТНА для жидкого водорода ограничились частотами вращения вала 50000 об/мин для максимального расхода топлива на взлетном режиме. Насос в этом случае для двигателя НК-88 получился двухступенчатым (см. рис. 4.5.3). Принятая нами в качестве основной схемы открытая схема топливопитания авиационного ГТД определяет во многом конструктивный облик ТНА в целом и диктует необходимость введения в конструкцию ТНА ряд специфических элементов:

1. Детали и узлы насоса, подающего криогенное топливо в двигатель, имеют температуру близкую к $-252\text{ }^{\circ}\text{C}$ для жидкого водорода и $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ для СПГ. Детали и узлы воздушной турбины имеют температуру близкую к температуре воздуха на выходе из компрессора. Поэтому ТНА должен иметь два модуля: модуль насоса и модуль воздушной турбины, между которыми должна быть установлена теплоизолирующая перегородка. Установка сквозных теплопроводных элементов (их количество и размеры) для крепления модулей к теплоизолирующей перегородке должно

осуществляться с учетом теплового состояния и турбины, и насоса.

2. Вход криогенного топлива в насос и выхлоп воздуха из воздушной турбины должны быть выполнены со стороны теплоизолирующей перегородки, так как это обеспечивает минимальные давления двух сред (криогенного топлива и воздуха) и, следовательно, уменьшает потенциальные утечки в разделительную полость и со стороны насоса и со стороны турбины.

4. В теплоизолирующей перегородке на стыке валов турбины и насоса должна быть организована разделительная полость с газовым затвором, предотвращающая возможность соединения утечек криогенного топлива с маслом и воздухом. Выбор применяемого в газовом затворе инертного газа должен производиться в зависимости от температуры утечек в дренажном канале концевой уплотнения вала насоса. Например, для насоса жидкого водорода в газовом затворе необходимо применить гелий.

4. Выполнение концевых уплотнений вала насоса, который выходит в разделительную полость, должно быть с дренажным каналом между уплотняющими элементами, с установкой специального газификатора криогенного топлива на входе в уплотнение по линии возможных утечек криогенного топлива.

При выборе оптимальной конструктивной схемы ТНА были проработаны схемы с разным расположением опор и разным размещением рабочих колес насоса и турбины друг относительно друга. По мнению ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова наибольшими преимуществами обладает схема 4 с расположением рабочего колеса турбины на своем валу на собственных опорах качения с масляной смазкой. Вал турбины соединен через шлицевую рессору с валом насоса, собственные опоры качения которого работают с прокачкой через них криогенного топлива. Возможность получения в этой схеме "жестких" роторов является важным преимуществом для ТНА многорежимного авиационного ГТД за счет толщины теплоизолирующей перегородки (ограничения по толщине в принятой схеме минимальные) можно изменять в широких пределах характеристики тепловых потоков между модулями. Повышение герметичности за счет наименьших радиальных габаритов уплотнений в этой схеме позволяет уменьшать выброс утечек через дренажные каналы. Этому же способствует и расположение теплоизоляционной перегородки с разделительной полостью между трактами с низким уровнем давлений: по насосу - со стороны входа, по турбине - со стороны выхлопа, при сообщении выходов из уплотнений с атмосферой.

Потребное давление в газовом затворе в этом случае может быть минимальным, близким к уровню давления топлива на входе в насос, что повышает гарантии сохранения положительного перепада давления на основном уплотнении конца вала насоса даже при экстремальной ситуации, связанной с выходом из строя концевых уплотнений насоса, расположенных перед дренажным каналом.

Таким образом, как следует из вышеизложенного основными проблемными вопросами, с которыми пришлось столкнуться в процессе доводки ТНА двигателя НК-88, работающего на жидком водороде, были вопросы работоспособности и надежности подшипников, эффективности концевых уплотнений и уплотнений гидравлического тракта. Работу этих элементов конструкции насоса рассмотрим применительно к водородному ТНА двигателя НК-88 (см. рис. 4.5.3).

Рассмотрим варианты расположения опор в ТНА (рис.4.7.4, табл. 4.7.1).

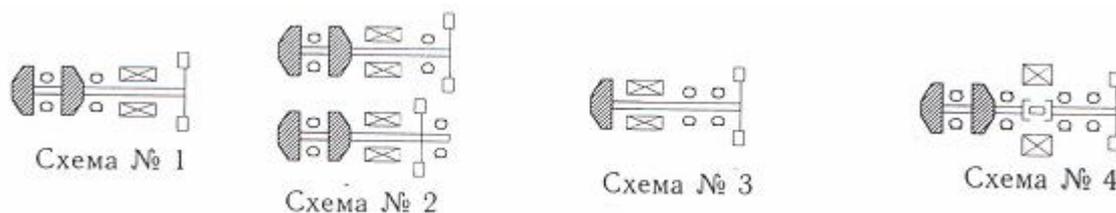


Рис. 4.7.4. Варианты расположения опор в ТНА открытой схемы

Эти уплотнения на насосе двигателя НК-88 выполнены в виде плавающих колец поз. 27 на рис. 4.4.3, установленных по буртам крыльчаток и на ступице крыльчатки 1 ступени перед радиально-упорным подшипником.

Таблица 4.7.1. Схемы расположения рабочего колеса и турбины на валу ТНА

Схема №1	Схема №2	Схема №3	Схема №4
Расположение рабочего колеса турбины на валу и опорах насоса	Расположение колеса турбины на одном валу с насосом с размещением опор в насосе и турбине	Расположение колеса турбины на одном валу с размещением опор в узле турбины	Расположение колеса турбины на собственных опорах и валу, соединенном с валом насоса на собственных опорах, через рессору
<u>Преимущества:</u>	<u>Преимущества:</u>	<u>Преимущества:</u>	<u>Преимущества:</u>
1. Отсутствие маслосистемы	1. Малое число опор	1. Малое число опор	1. Жесткие ротора
2. Малое число опор	<u>Недостатки:</u>	2. Малая масса	2. Компенсация рессорой перекосов опор
4. Малая масса	1. Отсутствие термосопротив-	<u>Недостатки:</u>	3. Термосопротивлени е по валу

	ления по валу		
<u>Недостатки:</u>	2. Увеличенный диаметр уплотнений.	1. Большой консольный вылет вала с колесом насоса (ограничение по частоте вращения).	4. Наименьшие ограничения по толщине теплоизолирующей перегородки
1. Большой консольный вылет вала с колесом турбины (ограниченная частота вращения)	4. Повышенные перекосы опор от температурной деформации	2. Ограничение по толщине теплоизолирующей перегородки.	5. Наименьшие диаметры уплотнений
2. Ограничение по толщине теплоизолирующей перегородки	4. Наличие маслосистемы	4. Отсутствие термосопротивления по валу	6. Наименьшие ограничения осевых габаритов уплотнений.
4. Ограничение осевых габаритов уплотнений.	5. Повышенная масса	4. Ограничение осевых габаритов уплотнений	7. Модульность конструкции ТНА (удобство в обслуживании и хорошая ремонтпригодность)
4. Увеличенные диаметры уплотнений.	6. Ограничения по толщине теплоизолир. перегородки	5. Увеличенные диаметры уплотнений	<u>Недостатки:</u>
5. Отсутствие термосопротивления по валу	7. Ограничение осевых габаритов уплотнений	6. Наличие маслосистемы	Большое число опор
		7. Уплотнения по высокому давлению	Наличие маслосистемы
		8. Невозможность для двухступенчатого насоса	4. Увеличенная масса

Принцип работы таких уплотнений основан на всплывании колец при создании на них перепада давления, которым кольца прижимаются своими торцами к статорным деталям насоса, образуя кольцевую щель, определяющую величину утечек жидкого водорода.

Выбранные рабочие радиальные зазоры по плавающим кольцам (~0,08 мм) по расчету должны обеспечивать заданный КПД насоса и не ухудшать антикавитационные свойства насоса. Плавающие кольца выполнены из бронзы Брос-10-10, обладающей хорошими антифрикционными свойствами. Кроме этого, плавающие кольца являются одним из элементов

автоматического разгрузочного устройства (АРУ) гидростатического типа, позволяющего уменьшить осевую силу, действующую на радиально-упорные подшипники, до допустимой величины. Разгрузочная полость АРУ образована щелью между поверхностями корпуса подшипника и задней стенки рабочего колеса первой ступени, а также плавающим кольцом на ступице этого колеса (дроссель постоянного сечения в виде щели при всплывании плавающего кольца), и уплотнением лабиринтного типа на внешней стороне задней стенки диска крыльчатки 1 ступени (дроссель переменного сечения). Для компенсации составляющей осевой силы, действующей на ротор насоса со стороны входа во вторую ступень насоса, предусмотрено увеличение составляющей осевой силы, действующей со стороны заднего покрывного диска крыльчатки второй ступени. Для этого на разгрузочной гайке (поз. 28) выполнены радиальные ребра. Наличие ребер препятствует вращению жидкого водорода в зазоре между статором и задним покрывным диском крыльчатки и давление в этом зазоре становится практически постоянным по радиусу и равным давлению на выходе из крыльчатки второй ступени. Это должно приводить к увеличению соответствующей составляющей осевой силы и снижению суммарной осевой силы, действующей на радиально-упорный подшипник. Утечки, поступающие на радиально-упорный подшипник из колеса второй ступени, проникают через плавающее кольцо на ступице колеса первой ступени в разгрузочную полость АРУ, откуда они через торцевое лабиринтное уплотнение выходят в полость на выходе из рабочего колеса первой ступени. При воздействии усилий, уменьшающих зазор торцевого лабиринтного уплотнения, в полости АРУ повышается давление и возникает сила противоположного направления. Раскрытие зазора в лабиринтном уплотнении под действием какого-либо усилия приведет к снижению давления в полости АРУ, вызвав силу противоположного направления. Таким образом, происходит автоматическая разгрузка ротора. Уплотнения гидравлического тракта в виде плавающих колец и АРУ хорошо зарекомендовали себя на быстроходном водородном насосе. Для дальнейшей работы можно рекомендовать торцевые гидростатические уплотнения на буртах крыльчаток (см. рис. 4.5.1), которые могут еще более снизить утечки на входе в колесе первой ступени. Исследования этого типа уплотнений в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова не проводились

2. Эффективность концевых уплотнений и разделительного устройства ТНА (рис. 4.7.5-4.7.7).

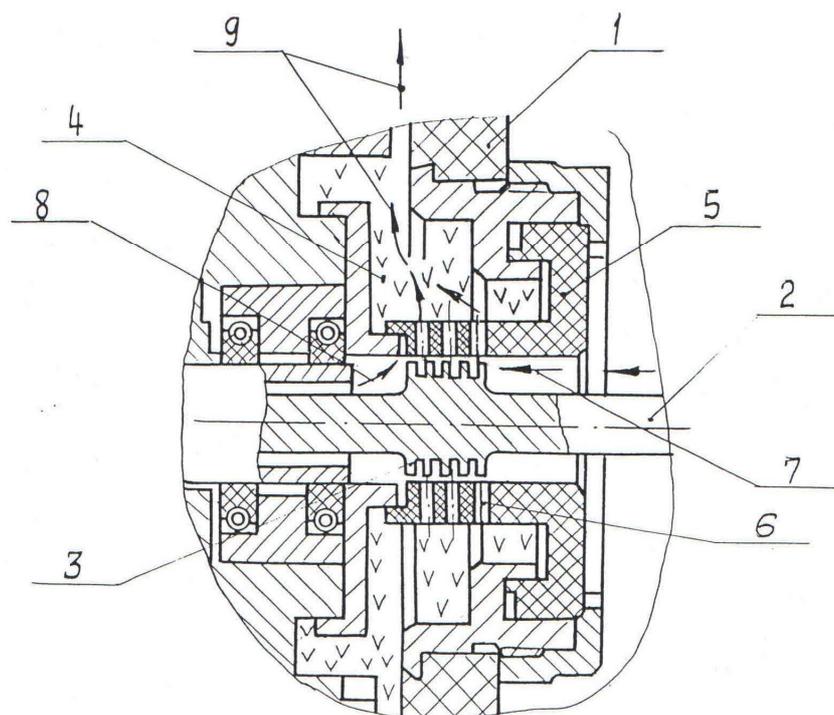


Рис. 4.7.5. Конструкция узла уплотнения в теплоизолирующей перегородке: 1 – теплоизолирующая перегородка; 2 – рессора ротора; 3 – зубчики на рессоре; 4- кольцевая полость разделительной перегородки с пористым материалом; 5 – втулка с перфорацией; 6 – отверстия перфорации; 7 – направление движения сжатого воздуха; 8 – направление движения утечек топлива; 9 - направление движения смеси воздуха и топлива

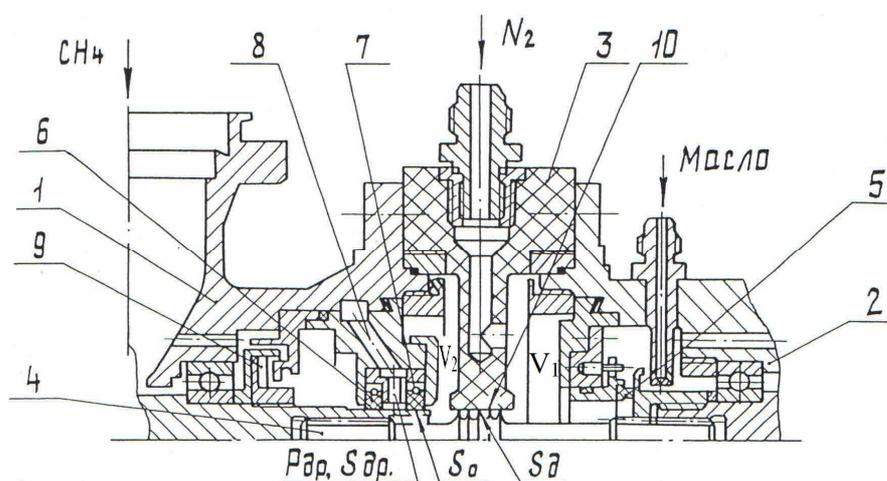


Рис. 4.7.6. Разделительное устройство ТНА: 1 – насос; 2 – турбина; 3 – теплоизолирующая перегородка; 4 – рессора; 5 – ТКУ турбины; 6,7 – РТКУ; 8 – дренажный канал; 9 – импеллер – газификатор; 10 -дублирующее лабиринтное уплотнение

В связи с тем, что ТНА выполнен для открытой схемы топливопитания, в которой насос и турбина работают на различных рабочих средах, контакт

между которыми недопустим, исполнение узла уплотнений между насосом и турбиной приобретает большое значение. Выбор общей компоновки ТНА в виде двух отдельных модулей позволяют разместить такую систему уплотнений, которая должна надежно изолировать криогенный насос от атмосферы, масла и воздуха модуля турбины.

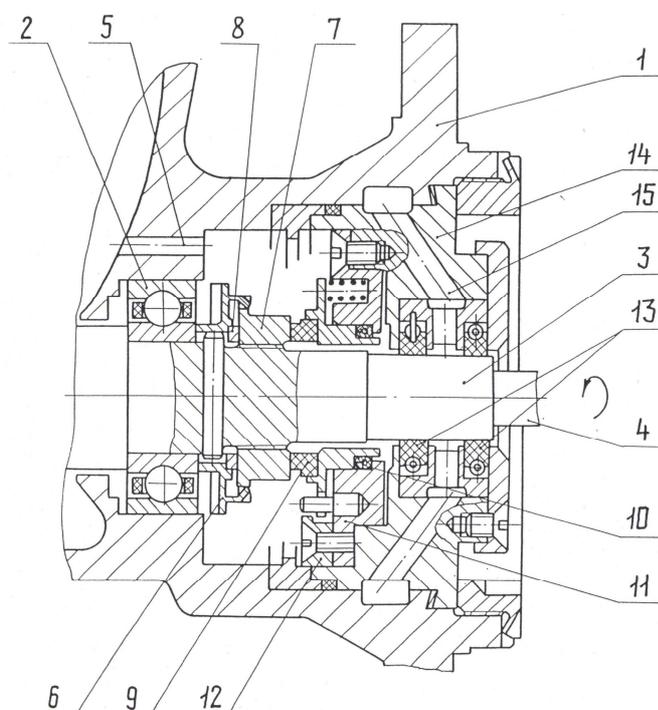


Рис. 4.7.7. Конструкция концевых уплотнений вала насоса ТНА:
 1- корпус насоса; 2- радиальный подшипник; 3- вал; 4- рессора; 5- перепускные отверстия; 6- импеллер; 7- втулка (контртело); 8- кольцо регулировочное; 9- втулка с графитовым кольцом; 10- вторичный герметизатор из МР с фторопластовой оболочкой; 11- корпус ТКУ; 12- упор; 13- кольца РТКУ; 14- корпус пакета уплотнений; 15- дренажный канал

Концевые уплотнения насоса предназначены для предотвращения попадания криогенного топлива из насоса в разделительное устройство ТНА, представляющее собой промежуточную полость между насосом и турбиной внутри теплоизолирующей перегородки. Концевые уплотнения расположены между радиальным подшипником и концом вала насоса, выходящим в полость разделительного устройства. К ним относятся лопаточный импеллер-газификатор, торцовое контактное уплотнение (ТКУ) и радиально-торцовое контактное уплотнение (РТКУ), состоящее из двух колец, между которыми выполнен дренаж 13 в атмосферу. Во время работы такого уплотнения утечки криогенного топлива, прошедшие из импеллера и ТКУ под левое

кольцо РТКУ в газообразном виде, будут уходить в дренаж. На рис. 4.7.3 торцовое контактное уплотнение показано в комбинации с сильфоном. Это интересное принципиальное решение, позволяющее, решить проблему утечек криогенного топлива в атмосферу, не было отработано, так как не сумели решить технологическую проблему производства малогабаритных сильфонов с постоянной характеристикой по упругой силе прижатия их к поверхности трения.

Проникновению криогенного топлива через правое кольцо РТКУ препятствует более высокое давление в полости разделительного устройства. Как уже было указано, для жидкого водорода это увеличенное давление создается гелием, а для СПГ азотом или сжатым воздухом, обираемым от компрессора. При исследовании насоса жидкого водорода во время испытаний двигателя НК-88 концевые уплотнения, описанные выше (см. рис. 4.7.3), давали повышенные утечки водорода в дренаж, вплоть до утечек в жидкой фазе. Без существенного изменения конструкции корпуса, где расположены уплотнения, этот недостаток может быть устранен двумя путями. Первый путь связан с увеличением диаметра импеллера (газодинамического уплотнения), который был рассчитан на обеспечение газификации жидкого кислорода, начиная с режима работы двигателя 0,4 от номинального. Однако, этот путь, снизив утечки на длительных режимах полета, не устраняет утечки на стоянке и режимах близких к малому газу, когда мала энергия, затрачиваемая на газификацию криогенного топлива. Второй путь связан с установкой вместо импеллера малорасходного уплотнения, из которого утечки выходят в таких малых количествах, что обеспечивается гарантированная газовая фаза в дренажном канале разделительного устройства на всех режимах работы двигателя, включая стоянку. К таким уплотнениям относятся торцовые гидростатические уплотнения (ТГСУ) и торцовые контактные уплотнение (ТКУ). Из этих двух видов уплотнений, по нашему мнению, предпочтительно применять ТКУ. Эксперименты, которые были проведены с ТГСУ, показали, что при двухфазном течении в зазоре ТГСУ наблюдались значительные колебания его кольца с увеличением зазора и расхода через него уплотняемой среды. По сравнению с расчетом расход увеличивался в 5...10 раз. Кроме этого, на режимах работы двигателя на малом газе и близких к нему, когда давление на входе в насос, в соответствии с уменьшенным расходом криогенного топлива, может быть меньше номинального, в зазоре ТГСУ может быть газ, а это приведет к тому, что уплотняющие элементы ТГСУ начнут работать в

режиме механического трения. При этом произойдет изменение геометрии контактирующих поверхностей и при возврате в режим работы ТГСУ (режим "плавания") это приведет к нарушению настройки уплотнения по соотношению нагружающей и подъемной сил. Подтверждение такой возможности произошло при испытании ТГСУ на одном из водородных насосов и графитовое кольцо ТГСУ за 20 минут работы износилось на 2,4 мм. ТГСУ нуждается в хорошей экспериментальной отработке и исследовании и на специальных установках и на насосе. Поэтому было принято решение применить в качестве основного уплотнения - ТКУ для водородного насоса и насоса СПГ. Тем более, что ТКУ были в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова достаточно хорошо исследованы при работе в масляных средах.

Согласно концепции ТКУ допускается приемлемый на заданный износ контактирующей пары "графит-металл". Этого можно достигнуть, обеспечивая работу уплотнения в гидродинамическом режиме с допущением граничного и сухого трения. Находясь на стыке этих двух видов трения, можно достичь высокой герметичности уплотнения. Гидродинамический режим трения, как правило, обеспечивается за счет специальных канавок, выполненных в контактирующей вращающейся поверхности. Простейший вид торцового контактного уплотнения без канавок также позволяет обеспечить гидродинамику в месте контакта поверхностей за счет несовершенства рабочих поверхностей уплотнения (волнистость, конусность и др.) и небольших допустимых перекосов, имеющих место при монтаже уплотнения.

Пробеленным вопросом при создании ТКУ, работающего в криогенных средах, всегда был вопрос о вторичном герметизаторе. Как правило, для этих сред ТКУ выполнялось с вторичным герметизатором сильфонного типа. Однако, как уже было ранее указано, в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова работа по изготовлению малоразмерных сильфонов закончилась неудачей, поэтому вместо сильфона применили уплотнительное кольцо из металлорезины (материал МР), покрытое фторопластовой оболочкой. Опытные образцы ТКУ с вторичным герметизатором из МР были испытаны в жидком азоте на специальной установке, имитирующей полностью режим работы насоса по частоте вращения. Испытания показали, что утечки составили 0,05...0,1 г/с газообразного азота. Часть времени уплотнение работало в условиях сухого трения, что соответствует начальному периоду работы ТНА. Износ пирографитового кольца за ресурс составил 1,0...1,2 мм,

что вполне допустимо. Работы эти необходимо продолжить и дальше и по отработке технологии и конструкции ТКУ и по подбору материала для вторичного уплотнения, так как вторичный герметизатор из МР с фторопластовой оболочкой не обеспечивает стабильности работы по времени. Конструктивное оформление пакета концевых уплотнений для насосов водородных и СПГ показано на рис. 4.7.7. Из приведенного материала по подбору уплотнений насоса видно, что окончательное решение этого вопроса еще не найдено и необходимо продолжить работу по поиску и отработке и других видов уплотнений. Одним из таких способов, обеспечивающим полную герметичность является переход на передачу мощности от воздушной турбины на насос с помощью магнитной муфты. В этом случае конец вала насоса закрывается тонким уплотняющим кожухом, герметично соединенным с корпусом насоса. Мощность турбина передается на вал насоса с помощью внешних магнитов, расположенных на валу турбины по окружности сверху уплотняющего кожуха. Мощность магнитной энергии от магнитов на валу турбины воспринимается валом насоса, находящимся в криогенной среде, с помощью магнитов, расположенных на валу насоса. Некоторая информация о зарубежных работах в этом направлении известна, однако отечественного опыта по применению магнитных муфт для криогенных сред практически нет. Однако, в будущем необходимо тщательно проанализировать это направление, тем более, что мощность насосов для криогенного топлива сравнительно невелика (в пределах 60...100 кВт) и это вселяет надежду, что магнитная муфта может иметь небольшие габариты.

Основное назначение разделительного устройства - предотвращать попадание криогенного топлива в масло и наоборот (см. рис. 4.7.6). Для этой цели в разделительное устройство подается нейтральный газ, образуя газовый затвор. Как было указано выше, давление в газовом затворе должно быть близко к уровню давления на входе в насос. Теплоизолирующая перегородка делит разделительное устройство на два объема - V_2 - объем со стороны криогенного топлива, V_1 - объем со стороны воздуха и масла турбины. Рессора, соединяющая насос и турбину, и проходящая через центральное отверстие теплоизолирующей перегородки снабжена дополнительным лабиринтным уплотнением. По нашему опыту, полученному при исследованиях ТНА и определению абсолютных величин утечек, площадь проходного сечения дублирующего уплотнения S_d должна быть больше площади проходного сечения основного уплотнения S_o , но

меньше площади проходного сечения дренажного канала $S_{др}$. В водородном ТНА газовый затвор разделительного устройства наддувался гелием, что объяснялось способностью других газов замерзать при температурах, близких к температуре жидкого водорода. Для СПГ первоначально гелий был заменён на азот, впоследствии, после проведения ряда экспериментов, на воздух, отбираемый от компрессора, а на стоянке при захолаживании от вспомогательной силовой установки. На максимальных режимах работы двигателя, когда воздух в компрессоре сильно нагрет, необходимо его охлаждение до 50...70 °С на пути следования от компрессора до газового затвора. В отчете ЦИАМ [76] показано, что образование взрывоопасных смесей паров углеводородного топлива с воздухом возможно только в определенных температурных интервалах. В этом же отчете показано, что природный газ, состоящий из метана (90 %), этана (7 %), пропана (3 %) и бутана (0,5 %), может самовоспламениться в воздушной среде только при температуре выше 40 °С. Поэтому применение воздуха в газовом затворе оправдано.

На рис. 4.7.5 представлен вариант уплотнения в теплоизолирующей перегородке с заполнением кольцевой полости газового затвора пористым материалом типа металлорезина. Это одно из направлений, которое необходимо исследовать. Для замкнутой схемы в ТНА нет проблемы уплотнений в полости между насосом и турбиной. Это хорошо видно на рис. 4.7.8.

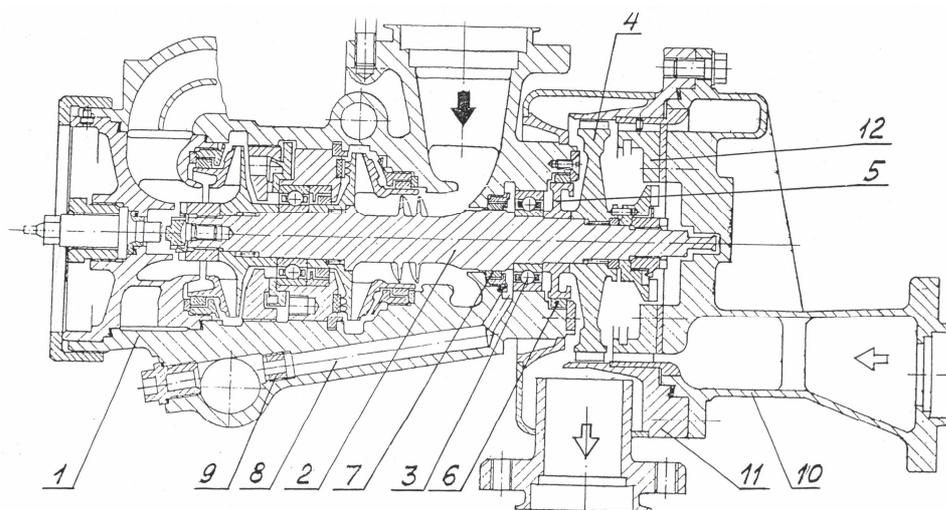


Рис.4.7.8. Турбонасосный агрегат для замкнутой схемы топливной системы:
 1- насос; 2- вал ТНА; 3- радиальный подшипник; 4 – рабочее колесо турбины; 5- разгрузочная втулка; 6,7 – плавающие уплотнительные кольца; 8 – канал подвода жидкости; 9 – жиклер; 10,11 – входной и выходной корпус турбины; 12- сопловой аппарат

4. Обеспечение работоспособности подшипников

Это один из самых сложных и малоизученных вопросов создания двигателя, работающего на криогенном топливе. Имея опыт работы с ЖРД, использующими криогенные компоненты, мы приняли концепцию создания ТНА с подшипниками, расположенными в среде криогенного топлива. Такое решение, конечно, существенно упростило конструкцию ТНА, так как применение подшипников с масляной прокачкой внесло бы в конструкцию насоса серьезные осложнения по организации дренажей, газовых затворов, решение проблемы критической частоты вращения вала и т.д. Однако, трудности, возникшие при отработке работоспособности и надежности подшипников, оказались очень серьезными. Подшипники, работающие в среде криогенной жидкости, для ТНА ЖРД имеют ресурс работы, исчисляемый в лучшем случае часами. Для подшипников ТНА авиационного двигателя ресурс должен быть равен тысячам часов и только в начальный период эксплуатации криогенного самолёта возможно установить ресурс 500...750 часов. К сожалению, к работе по созданию подшипников длительного ресурса для криогенных сред не удалось привлечь научно-исследовательские институты подшипниковой промышленности и все работы пришлось делать в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова. Отсутствие хорошей экспериментальной базы для отработки подшипников и кадров, специализировавшихся на создании подшипников, не позволили создать подшипники длительного ресурса. Тем не менее, добились работоспособности подшипников в среде водорода 150...200 часов, а в среде СПГ - до 500...750 часов.

В ракетных двигателях широко применяются высокоскоростные подшипники качения в водородных насосах. Водород обеспечивает охлаждение подшипника, но не смазку, ввиду своей очень низкой вязкости. Смазка обеспечивается применением сепараторов из антифрикционного материала путем переноса шариками его чешуек в контакт качения по кольцам внешней и внутренней обойм подшипника. Используя опыт ЖРД при первых испытаниях ТНА для водородного двигателя НК-88 были использованы серийные подшипники с фторопластовыми сепараторами. Испытания показали, что на высоких скоростях вращения ротора насоса ($dn \approx 1,25 \cdot 10^6$) определяющим является дефект, связанный с износом сепаратора по центрирующим поверхностям до стальных шайб его каркаса. Кроме этого, испытания показали, что на поверхностях беговых дорожек по следу качения как на внутреннем, так и на наружном кольцах, а также на

поверхности шариков образуются лунки и поверхностные трещины глубиной до 7 мкм, которые располагаются цепочкой по всей окружности следов контакта. Металлографические исследования выявили усталостный характер трещинообразований и лунок, что хотя и не сдерживало до ресурса 100 часов доводку подшипников, но могло быть предвестником фиттинга при более длительной работе. Анализ литературы по работе подшипников в криогенной среде [59] показал, что при выявлении механизма взаимодействия сепаратора с кольцами и телами качения имеются различные понятия причин, вызывающих трение сепаратора о направляющие борта колец сепаратора и тела качения. Изучение этого механизма взаимодействия имеет важное значение и для оценки тепловыделения в подшипнике. В свою очередь тепловыделение в подшипнике определяет необходимое количество и качество подаваемого на охлаждение подшипника водорода. Подогретый в подшипниках жидкий водород при попадании в гидравлический тракт насоса может ухудшить характеристики насоса. Это особенно чувствительно для малорасходных насосов авиационных ГТД, в которых потребная прокачка водорода через высокоскоростные подшипники может составлять 7...15 % от общего расхода водорода на максимальном режиме. Поэтому при проектировании и доводке ТНА необходимо знать величину тепловыделения и подогрева криогенной жидкости в подшипниках насоса.

В связи с тем, что существуют различные представления о характере движения сепаратора в подшипнике, о чем было сказано выше, механизм износа сепаратора по центрирующим поверхностям может быть выявлен после изучения состояния сепараторов, отработавших в жидком водороде. В результате анализа работы подшипников в составе ТНА на двигателе и в составе установки для исследования подшипников в среде жидкого азота была составлена следующая картина поведения сепаратора в работе. Сначала происходит односторонний износ на наружной поверхности сепаратора. При этом в серийных подшипниках 45-205Ю10, как правило, вследствие значительного зазора плавания сепаратора, еще до полного износа нависающего над стальными шайбами каркаса фторопластового буртика, вступает в трение внутренняя поверхность сепаратора, в том числе и внутренние поверхности каркасных шайб с направляющими бортиками внутреннего кольца (рис. 4.7.9,а). Трение на внутренней поверхности осуществляется в диаметрально-противоположном месте относительно места износа по наружной поверхности.

Дальнейшая работа подшипника приводит к образованию новых мест

изнашивания: сначала на наружной поверхности сепаратора в месте диаметрально-противоположном первоначальному месту износа, затем на внутренней поверхности, также в месте, диаметрально противоположном первоначальному месту износа на этой поверхности (см. рис. 4.7.6,б).

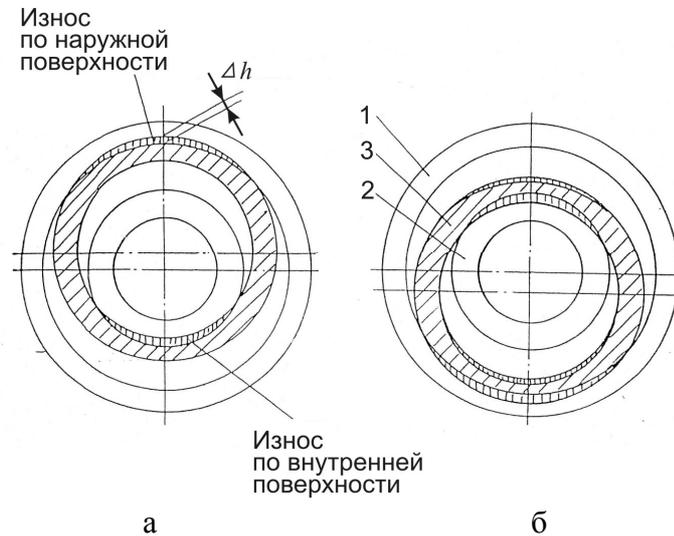


Рис. 4.7.9. Схемы изнашивания сепаратора с одной (а) и двух (б) сторон центрирующих поверхностей: 1, 2 – наружное и внутреннее кольца; 3 – сепаратор

Состояние фторопластовых сепараторов характеризуется также образованием лунок от трения шариков о перемычки гнезд. При этом в гнездах, расположенных в зоне износа сепаратора по наружному диаметру, лунки от шариков вырабатываются ближе к внутренней поверхности сепаратора, а в гнездах, расположенных диаметрально противоположно месту износа, лунки вырабатываются ближе к наружной поверхности, как это показано на рис. 4.7.10.

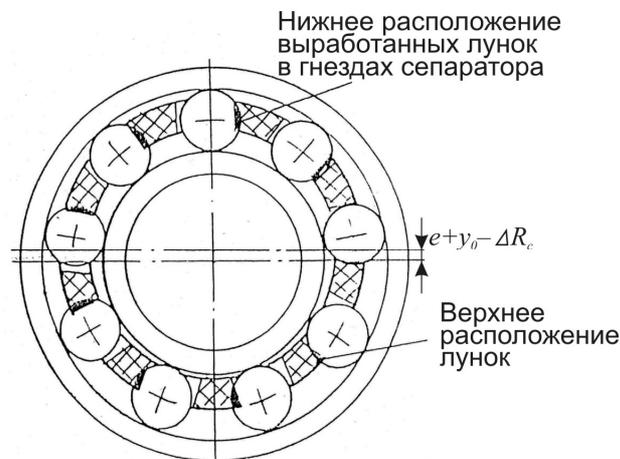


Рис. 4.7.10 Схемы расположения выработанных шариками лунок в гнездах фторопластного сепаратора, смещенного под действием центробежной силы

Такое состояние сепараторов может быть однозначно объяснено смещением сепаратора в пределах зазора плавания до упора в наружное кольцо, и в таком прижатом к наружному кольцу состоянии перемещением точки контакта сепаратора по поверхности направляющих бортов. При этом центр массы сепаратора прецессирует относительно центра наружного кольца, совершая круговое вихревое движение с угловой скоростью, равной угловой скорости контактирующей наружной точки сепаратора. Только при таком движении сепаратора возможен отмеченный выше характер выработки лунок в гнездах сепаратора. В других случаях такого индивидуального лункообразования не получится. Следует отметить, что в подшипниках с увеличением параметра dn повышается интенсивность износа по центрирующим поверхностям. Например, при испытаниях при частотах вращения ротора 1700 ... 22000 об/мин износ сепараторов подшипников серии 205 составил 50 мкм за время работы 100 часов, а при увеличении частоты вращения до ротора 50000 об/мин износ увеличился до 900 мкм за 12 часов работы насоса. Таким образом, состояние сепараторов после испытания в жидком водороде и прямая зависимость интенсивности изнашивания от скорости вращения показывают, что инерционная теория работы сепаратора является определяющей при выявлении механизма взаимодействия сепаратора с кольцами и телами качения [59]. Проведенные эксперименты показали, что износ сепараторов зависит от ряда параметров, воздействующих на опору качения во время работы в насосе и представляющих внешние факторы, и параметров, заложенных в конструкцию подшипников качения, представляющих группу внутренних факторов. По нашему мнению внешними факторами являются: скорость вращения сепаратора - ω_c , вязкость жидкости - μ , объемный расход - Q , время работы на высокоскоростных режимах - τ , работа в срывных режимах - $q_{ср}$. К внутренним факторам относятся: радиальный зазор плавания сепаратора, масса сепаратора - m_c , площадь контакта сепаратора с кольцом - S_k , радиус направляющих бортов кольца - R_k , и материал сепаратора M_c . В неявном виде можно записать следующую зависимость износа Δh сепаратора от параметров внешних и внутренних факторов $\Delta h = f(\omega_c, m_c, l, S_k, R_k, M_c, Q, q_{ср}, \tau)$.

Аналитическое решение этой зависимости, конечно невозможно, поэтому можно рассмотреть лишь влияние входящих в это равенство параметров на изнашивание сепаратора. Из рис. 4.7.11 следует, что

уменьшение вязкости μ приводит к сухому трению сепаратора о кольцо на меньших частотах вращения, чем в более вязких жидкостях, что подтверждено экспериментально. Из теории трения известно, что на износ трущихся элементов главное влияние оказывает параметр $P_{y\delta}V_c$. Для сепаратора $P_{y\delta} = F_y / S_k$, где F_y - центробежная сила, прижимающая сепаратор к наружному кольцу равна $F_y = m_c \omega_c^2 l$, а V_c - линейная скорость на наружной поверхности сепаратора $V_c = \omega_c R_k$.

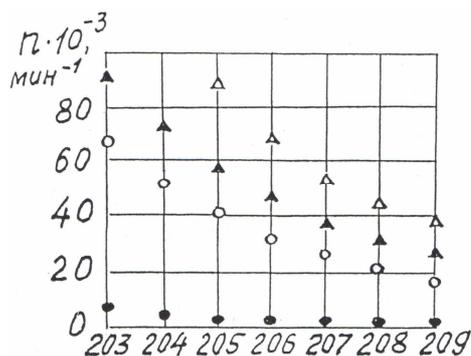


Рис. 4.7.11. Частоты вращения n подшипников типоразмеров 203... 209, при которых происходит прорыв слоя смазки в контакте сепаратора с наружным кольцом в жидких водороде, метане, азоте и кислороде при давлении 0,5 МПа

Таким образом, для сепаратора все определяющие параметр $P_{y\delta}V_c$ члены входят в приведенную неявную зависимость. Соотношение этих членов с износом сепаратора Δh для каждого конкретного подшипника может быть оценено расчетом. На рис. 4.7.12 показано изменение параметра $P_{y\delta}V_c$ в зависимости от износа сепаратора Δh на различных частотах вращения подшипника 45-205Ю10.

Из литературы известно [61], что для материала фторопласт-4 допустимое значение $P_{y\delta}V_c \approx 1 \text{ кгс/см}^2 \text{ м/сек}$ при нормальных условиях, когда износ незначителен. Видно, что значение $P_{y\delta}V_c$ достигают значительно больших значений уже при частоте вращения 30000 об/мин. Отсюда следует необходимость в уменьшении $P_{y\delta}V_c$ для снижения интенсивности износа сепаратора.

Исследования, проведенные в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова и на других предприятиях [18], показывают, что увеличение времени работы τ на высокоскоростных режимах приводит к увеличению износа Δh .

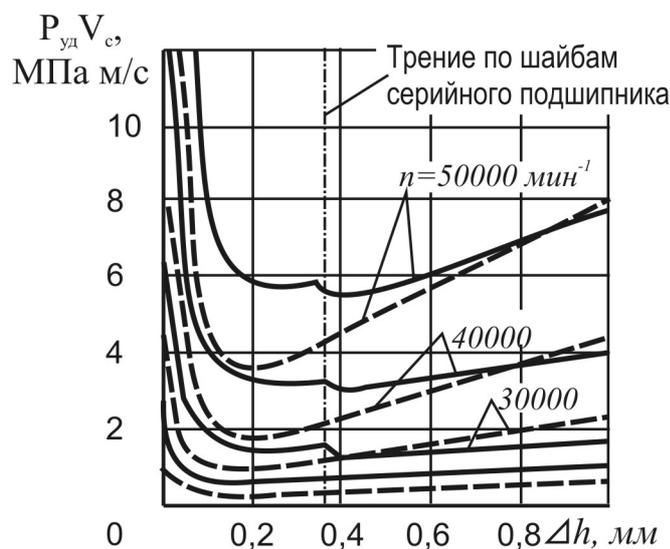


Рис. 4.7.12. Изменение параметра $P_{уд} V_c$ в зависимости от износа Δh сепаратора на различных режимах работы для серийного подшипника 45-205Ю10 с учетом трения по внутреннему кольцу и экспериментального подшипника (пунктир) без учета трения по внутреннему кольцу

Это видно из зависимости $\Delta h = f(\tau)$ для 214-го подшипника, приведенной на рис. 4.7.13.

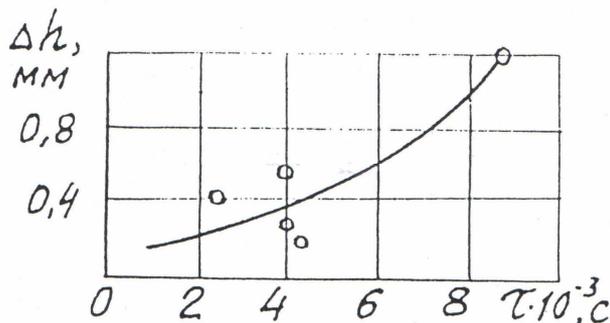


Рис. 4.7.13. Зависимость износа Δh сепаратора подшипника 214-го размера от времени работы τ в жидком водороде при $n = 2000$ об/мин, $F_a = 2500 \dots 4500$ Н, $F_r = 0 \dots 6000$ Н

Несмотря на тенденцию к уменьшению износа сепаратора при увеличении прокачки жидкого водорода, что показано на экспериментальной зависимости $\Delta h = f(Q)$ для подшипника 209-го размера [18], данной на рис. 4.7.14, имеется ограничение по расходу водорода через подшипник.

Это ограничение вызвано возрастанием перепада давления на сепараторе, ускоряющего боковой износ в гнездах, способного приводить к растрескиванию шайб каркаса. Показанная на рис. 4.7.12 граница начала трения шайб каркаса кольца свидетельствует о недостаточных зазорах между ними.

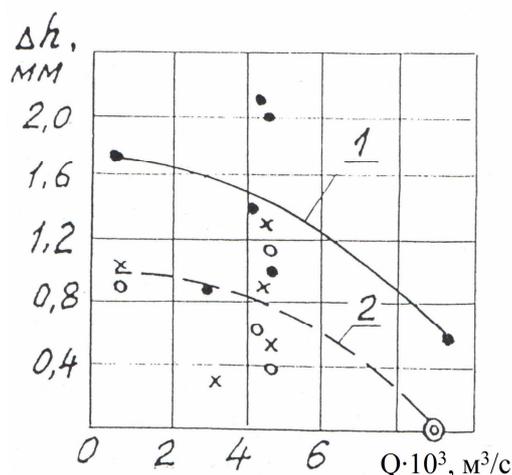


Рис. 4.7.14. Зависимость Δh по фторопласту (1) и по шайбам каркаса (2) сепаратора для подшипников 209-го размера от величины объемного расхода Q_v жидкого водорода при $n=35000$ об/мин, $F_r=3000$ Н, $F_a=2500\dots3500$ Н, $\tau=8000$ с: ● - выработка по фторопласту; ○ - выработка по наружному диаметру шайб; x - выработка по внутреннему диаметру шайб; ⊙ - трещины по фторопласту и шайбе

Износ сепаратора зависит от применяемого материала. Для криогенных жидкостей широко применяется фторопласт-4, обладающий наименьшим коэффициентом трения. Но низкая его износостойкость на высокоскоростных режимах вызывает потребность в поисках более износостойких антифрикционных материалов. При выборе материала для сепаратора приходится сталкиваться с противоречивыми требованиями. Например, материал сепаратора должен сочетать в себе с одной стороны более высокую износостойкость, с другой стороны - хорошую прирабатываемость в гнездах и способность давать достаточно смазочного материала, переносимого телами качения в контакт их с беговыми дорожками колец. При этом материал сепаратора должен сохранять низкий коэффициент трения скольжения.

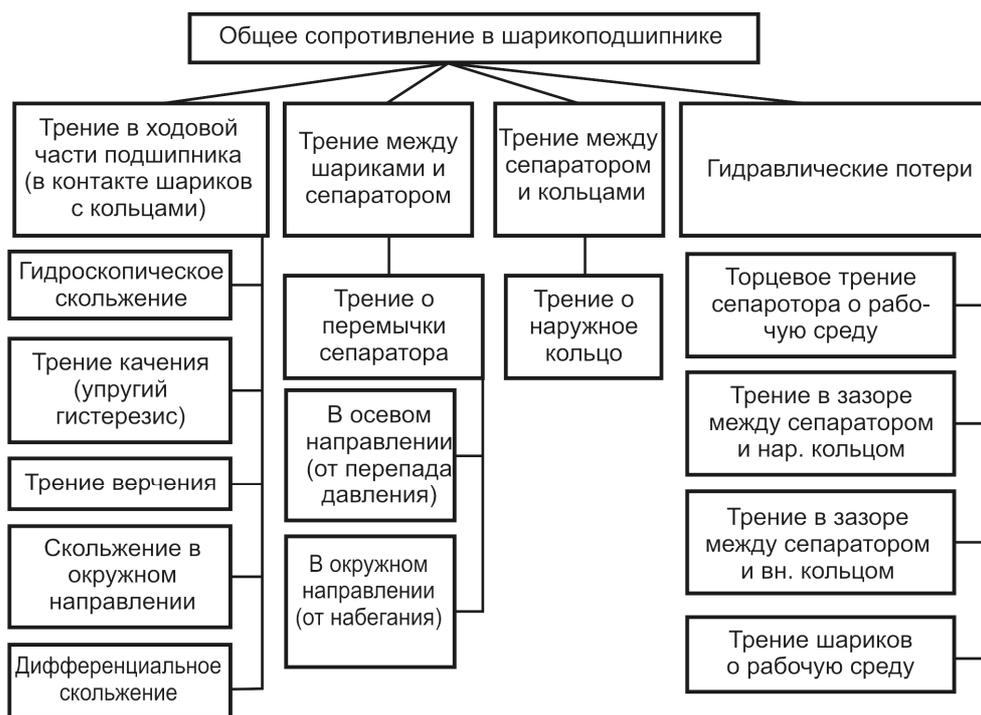
Эффект от применения таких материалов должен быть выше при меньших значениях параметра $P_{yo}V_c$. Применение антифрикционного материала не должно сопровождаться выделением абразивных продуктов, способных приводить к износу ходовой части подшипника качения. Проведенные исследования при испытании подшипника 205-го типоразмера с сепаратором из наполненного мелкосеченным стекловолокном фторопласта-4, показали, что возможны износы шариков и беговых дорожек колец за 50 часов работы радиально-упорного подшипника водородного насоса с сепаратором из материала Ф4С15. Шарик, имевший в начале

испытания насоса диаметр 8 мм, износились до диаметра 6 мм. Износ ходовой части наблюдали и японские исследователи [111] при испытании в жидком водороде высокоскоростных подшипников с сепараторами из фторопласта, включающего стекловолокно. Применение того или иного антифрикционного материала в опорах качения, работающих с прокачкой криогенной жидкости, как правило, проверяется экспериментальным путем.

Фактор q_{cp} входящий в неявную зависимость, характеризует условия работы опоры качения при кавитационных срывах насосов ТНА. Он включает в себя количество, глубину и продолжительность срывных режимов. Глубина срыва характеризуется величиной снижения расхода через насос. Сложность процессов, происходящих при срыве насоса, требует серьезных экспериментальных исследований по влиянию срывов на процессы, происходящие в подшипниках. Необходимо хорошее препарирование подшипников и проведение цикла работ на насосах и в составе двигателя и на отдельных специальных стендах. Эту работу необходимо провести в будущем.

Расход водорода через подшипник влияет на его тепловое состояние, характеризующееся подогревом водорода в подшипнике ΔT_n . На основании собственных экспериментов, а также литературным данным [111] уменьшение прокачки ниже уровня, обеспечивающего подогрев водорода в подшипнике около двух градусов, приводит к увеличению шероховатости рабочих поверхностей колец наружной и внутренней обоймы, увеличению волнистости и отклонения от округлости шариков и колец. Поэтому в насосе ТНА было принято давать прокачку водорода через подшипники такой величины, чтобы $\Delta T_n \leq 2^0$. Износ сепаратора Δh может существенно изменить ΔT_n , что может сказаться на надежной работе опоры качения. Поэтому была разработана методика оценки тепловыделения в подшипнике, работающем с прокачкой криогенной жидкости, с учетом фактора износа сепаратора, ограничивающего ресурс подшипника. Изучение литературы [58] по определению потерь энергии в подшипнике качения, собственный опыт позволили составить структурную схему видов сопротивлений в шарикоподшипнике с протоком охлаждающей среды.

Методика, впервые использованная в ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, позволяет оценить относительный вклад в тепловыделение различных видов сопротивлений, что позволит конструктору, занимающемуся опорами качения насосов, определить для каждого типа подшипник а приоритеты при отработке надежности подшипников. Подробная методика изложена в работе



Проведенный по структурной схеме анализ параметров, влияющих на износ сепаратора, показал, что износ сепаратора серийного подшипника 45-205Ю10 связан с повышенными значениями принятыми в теории трения критерия $P_{уд}V_c$. В этой связи, исходя из зависимостей $P_{уд} = F_{\psi} / S_{\kappa}$ и $V_c = \omega_c R_{\kappa}$ можно увидеть, что при $\omega_c = const$ и $R_{\kappa} = const$ значение критерий $P_{уд}V_c$ можно уменьшать только за счет снижения удельного давления в контакте сепаратора с кольцом, то есть за счет площади контакта S_{κ} . Так как $F_{\psi} = m_c \omega_c^2 l$, то при $\omega_c = const$ уменьшение F_{ψ} можно достигнуть за счет снижения массы сепаратора, то есть и зазора плавания l сепаратора. Уменьшение массы сепаратора может приводить к снижению его прочности, поэтому путь уменьшения зазора плавания является наиболее пригодным. Другой путь уменьшения $P_{уд}$ связан с увеличением площади контакта S_{κ} , что можно достичь увеличением ширины сепаратора l_c . Чтобы сохранить серийную ходовую часть подшипника, уширение сепаратора должно проводиться в пределах ширины наружного кольца подшипника. Анализ серийной конструкции подшипника 45-205Ю10 показал, что в пределах ширины его наружного кольца возможно уширение сепаратора на 1 мм, что даст около 30 % увеличения начальной площади контакта.

Уменьшение зазора плавания сепаратора из фторопласта в рабочих

условиях после захлаживания можно достичь выполнением в монтажных условиях наружного диаметра сепаратора, равным диаметру направляющих бортов наружного кольца. Учитывая недостаточность зазоров между стальными шайбами каркаса сепаратора и кольцами, возникает необходимость подрезки шайб по наружному и внутреннему диаметрам. Величина подрезки должна выбираться из условий отсутствия волнистости поверхности шайб после клепки сепаратора.

На основании проведенного конструктивного анализа и с учетом отмеченных ранее требований к материалу сепаратора и к выбору потребной величины прокатки рабочей среды через подшипник можно сформулировать следующие пути повышения ресурса опоры качения водородного насоса:

- выполнение наружного диаметра сепаратора, равным диаметру направляющих бортов наружного кольца, с допущением отсутствия зазора плавания сепаратора в монтажных условиях, отсутствия или тугого вращения сепаратора в этих условиях после его клепки;
- увеличение опорной поверхности сепаратора за счет уширения его в пределах ширины серийного подшипника;
- увеличение зазоров между шайбами каркаса и кольцами до значения высоты шайб, позволяющего выполнять клепку сепаратора без волнистости их поверхностей;
- применение материала сепаратора, обладающего большей износостойкостью, чем форопласт-4, но сохраняющего удовлетворительную прирабатываемость и хорошие смазочные свойства;
- выбор прокатки жидкого водорода с учетом износа сепаратора.

В соответствии с этим была создана новая оригинальная конструкция шарикоподшипника, приведенная на рис. 4.7.15.

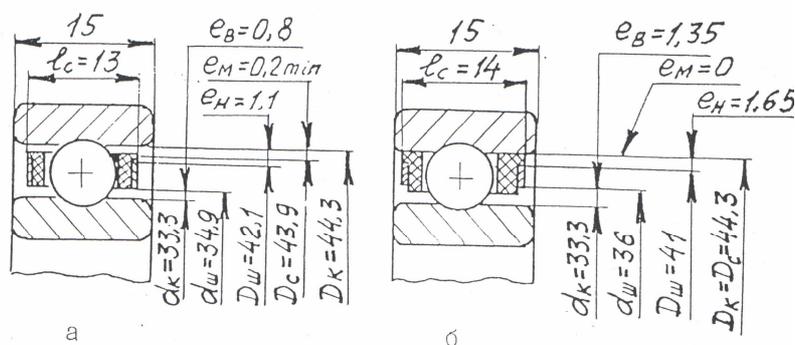


Рис. 4.7.15. Конструкции серийного (а) шарикоподшипника 45–205Ю10 и предлагаемого (б) с нулевым монтажным зазором плавания e_m сепаратора

Эта конструкция выполнена на базе ходовой части серийного подшипника, для сравнения приведенного также на этом рисунке. Сохранение диаметра расположения центров заклепок позволило сохранить приспособления для сборки подшипников, применяющихся на подшипниковом заводе. Изготовленные подшипники имели либо тугое вращение сепаратора, либо он не проворачивался вообще в монтажных условиях. Когда такой подшипник опускали в ванну с жидким азотом, то после захлаживания появлялся некоторый зазор плавания сепаратора, и подшипник легко вращался. При этом рабочий зазор плавания в экспериментальном подшипнике был меньше рабочего зазора плавания сепаратора в серийном подшипнике.

В результате расчета параметров $P_{y0}V_c$ с износом и без износа сепаратора экспериментального подшипника для различных частот вращения построены зависимости $P_{y0}V_c = f(\Delta h)$, приведенные для сравнения на рис. 4.7.8 (пунктирные линии). Сравнение этих графиков с аналогичными зависимостями для серийного подшипника показывает, что предлагаемая конструкция обеспечивает почти в два раза меньше значения критерия $P_{y0}V_c$, что должно способствовать увеличению долговечности сепаратора.

В связи с тугой проворачиваемостью ротора насоса в монтажных условиях потребовалась предварительная обкатка насоса в течение 10 ... 30 минут на режимах -50 % от максимального. Это не вызвало осложнений, так как ТНА проходит перед постановкой в ГТД автономные испытания в жидком водороде по снятию характеристик насоса. Обкатка показала, что уже после захлаживания ротор насоса легко вращается, не требуя повышения давления или расхода воздуха на турбинном приводе.

Таким образом, намечены пути повышения надежности и работоспособности подшипников в среде жидкого водорода. Необходимо в будущем продолжить работы по исследованию подшипников. Отметим также, что в будущем нужно более тщательно проанализировать характер течения водорода в самом подшипнике для того, чтобы улучшить охлаждение подшипника. Возможно, для этого необходимо профилировать в сепараторе каналы подвода водорода к шарикам и беговым дорожкам наружной и внутренней обойм. Что касается работы подшипника в среде СПГ, то, во-первых, частота вращения ротора насоса СПГ ниже чем для жидкого водорода - 30000 об/мин вместо 50000 об/мин на жидком водороде, во-вторых, как следует из рис. 4.7.8 частоты вращения подшипников, при которых происходит прорыв слоя смазки в контакте сепаратора с наружным

кольцом, значительно выше, чем при работе подшипников в среде жидкого водорода. Поэтому надежность и ресурс работы подшипников в среде СПГ значительно выше, чем для жидкого водорода, и по нашему мнению составляет 500-750 часов. Однако такой ресурс не может удовлетворить требованиям технического задания на двигатель и необходимо продолжить работы по увеличению их ресурса и надежности.

4.8. Экспериментальные исследования водородной системы подачи топлива

В связи с тем, что хронологически ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова начало изучение криогенных топлив с жидкого водорода, первые исследования насосов ТНА проводились на водородном стенде, принципиальная схема которого представлена на рис. 4.8.1.

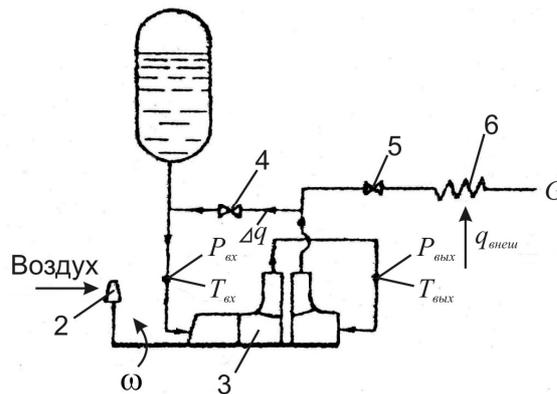


Рис. 4.8.1. Принципиальная схема системы подачи водорода при испытании стендового шнекоцентробежного насоса на водороде: 1 – бак; 2 – воздушная турбина; 3 – насос; 4 – дроссель байпасной магистрали; 5 – выходной дроссель; 6 – теплообменник

Объектом исследования являлся двухступенчатый водородный насос стендовой системы топливопитания (данные в табл. 4.8.1) демонстрационного и экспериментального двигателей. Как было указано ранее, на этом насосе основной задачей было получение соответствия между расчетной методикой определения характеристик насоса и экспериментальными данными. Поэтому одной из главных целей было получение напорной характеристики в широком диапазоне расходов в условиях ограниченного давления в водородном баке самолёта. В эксперименте величина статического давления на входе в насос изменялась в

пределах $P_{ex}=2,4...2,8$ кгс/см², температура на входе $T_{ex}=21...24,3$ К, а превышение статического давления на входе в насос над давлением насыщенного пара P_n составляла $0,1...0,9$ кгс/см². Экспериментальная напорная характеристика представлена на рис. 3.2.2.

Из рассмотрения полученной напорной характеристики водородного насоса можно сделать ряд выводов.

1. Расчетные и полученные в эксперименте характеристики при постоянной частоте вращения ротора насоса достаточно хорошо совпадают в области расходов водорода правее линии срывной работы насоса.

Таблица 4.8.1.

№	Параметр	Величина
1.	Температура винила на входе, T_{ex} , К	≈21
2.	Давление на входе (ном), P_{ex} , кгс/см ²	4,5
3.	Объемный расход Q_p , м ³ /с	0,0325
4.	Частота вращения ротора n , об/мин	40600
5.	Повышение давления в насосе ΔP_n , кгс/см ²	102,8
6.	Коэффициент быстроходности ступени $n_{s.cm}$	≈35
7.	Кавитационный коэффициент быстроходности $C_{кр}$	≈3250
8.	Осевой шаг предвключенного шнека на входе t_{oc1} , мм	39,0
9.	Осевой шаг предвключенного шнека на выходе t_{oc2} , мм	58,0
10.	Относительный диаметр втулки шнека $a = d_{BT}/D_{ШН}$	0,466
11.	Отношение расчетного расхода Q_p к расходу Q_0 , при котором поток входит безударно на лопатки шнека, m_{ex}	≈0,56
12.	Угол установки лопатки РК на выходе $\beta_{2л}$, град	90,0
13.	КПД на расчётном режиме	≈ 0,6

2. Доказана возможность работы водородного насоса до степени дросселирования по расходу до величины $K_\theta \approx 10$ при $\omega = var$.

3: Показано, что работа насоса в области малых расходов сопровождается срывными процессами, поэтому существует предельное значение расхода Q_{min} на каждой частоте вращения ротора насоса, ниже которого насос не обеспечивает требуемых параметров. Это позволило нанести границу на характеристике, разделяющую области устойчивых и неустойчивых по расходу режимов работы насоса.

4. Причиной срывных явлений в насосе являются два фактора: падение

плотности водорода и кавитационные явления в насосе. Картина развития примерно такова: по мере уменьшения расхода водорода через насос растет температура водорода на выходе из колеса за счет падения КПД насоса на нерасчетных режимах, что приводит к падению плотности компонента и снижению давления за насосом, а также растет температура той части водорода, которая через уплотнения на выходе из колеса перетекает на вход в колесо (утечки). Весовое содержание пара в утечках увеличивается и увеличивается относительная доля утечек по сравнению с работой насоса на больших расходах. В таком случае процессы конденсации утечек в основном потоке водорода увеличиваются по времени, и на вход в рабочее колесо первой ступени вероятно поступление парожидкостной смеси. Учитывая, что рабочее колесо чувствительно к изменению фазового состояния перекачиваемой среды, можно предположить, что кавитационные явления на входе в рабочее колесо усилятся и, при определенном соотношении расходов утечек и основного потока жидкого водорода, произойдет кавитационный срыв насоса в целом. На эти процессы можно влиять, увеличив статическое давление на входе в ступени, то есть увеличив превышение статического давления над давлением упругости паров в месте слива утечек в основной поток, что должно привести к уменьшению величины паросодержания и ускорения процесса конденсации утечек. На одном испытании насоса было увеличено давление на входе в насос до $3,0 \text{ кгс/см}^2$, максимально допустимого по давлению в самолетном баке. В этом случае срывной режим при частоте вращения 12000 об/мин наступил при меньшей величине расхода водорода через насос (см. рис. 3.2.1), чем при давлении $2,4 \text{ кгс/см}^2$. Это только подтверждает, что срывные явления носят кавитационный характер. В другой серии опытов был осуществлен перепуск части расхода жидкого водорода с выхода насоса на вход при 12000 об/мин . При этом граница устойчивой работы смещалась в сторону больших расходов водорода. Это объясняется тем, что при возрастании величины расхода, после его смешения во входном трубопроводе с основным потоком более холодного водорода, происходило существенное возрастание его температуры и, следовательно, уменьшение располагаемой величины превышения статического давления над давлением упругости пара на входе в насос, что и обуславливало более ранее (по расходу Q) наступление срывного процесса. Здесь, осуществление перепуска водорода с выхода насоса на вход, как бы имитировало аварийное возрастание расхода утечек, сбрасываемых из уплотнения рабочего колеса первой ступени в область входа в него, и приводило к кавитационным

явлениям срывного характера. Эксперимент с перепуском показал также, что для водородного насоса эта идея, направленная на расширение диапазона устойчивой работы по расходу не оправдалась.

Весьма убедительным доказательством кавитационной природы срывных процессов водородного насоса (как одного из факторов) в области малых расходов является также эксперимент, в котором по мере дросселирования расхода регистрировались частота и амплитуда собственных пульсаций давления во входной насосной магистрали. Испытания проводились при постоянной частоте вращения ротора насоса.

На рис. 4.8.2 изображено протекание параметров $P_{вх}$, $P_{вых}$, $T_{вх}$, $T_{вых}$, ω , Q_g , а также амплитуды собственных пульсаций давления во входной магистрали стенда по времени t в процессе дросселирования расхода водорода через насос вплоть до срывного режима и далее.

Видно, что по мере уменьшения расхода температура водорода на выходе из насоса возрастает, при этом, начиная с некоторой степени дросселирования ($t=65$ с), амплитуда собственных пульсаций давления начинает уменьшаться, а к моменту начала срывного процесса ($t=94$ с) - полностью вырождается. Такое изменение величины A_p по времени дросселирования расхода прямо свидетельствует о наличии кавитационных каверн в системе "входной трубопровод-насос", которые будучи податливыми, демпфируют колебательные процессы.

Это свойство зависимости амплитуды давления (автоколебаний) во входных магистралях насосов от степени развития кавитационных явлений использовались при работе ТНА в системе топливопитания двигателя как диагностический признак для определения предсрывного состояния в насосе.

Проведенные эксперименты с большой степенью вероятности показывают, что наличие кавитационных каверн обусловлено влиянием сброса утечек водорода из уплотнений рабочего колеса первой ступени насоса на вход в рабочее колесо и уменьшением кавитационного запаса по рабочему колесу до такой низкой величины, что статический напор предвключенного шнека не обеспечивал бескавитационную работу насоса в целом.

Поэтому можно заключить, что при ограниченной величине превышения статического давления над давлением упругости паров на входе в насос ΔP_n и при вводе утечек из рабочего колеса в основной поток до входных кромок предвключенного шнека, срывные процессы определяются кавитационными явлениями в области входа в рабочее колесо первой

ступени насоса.

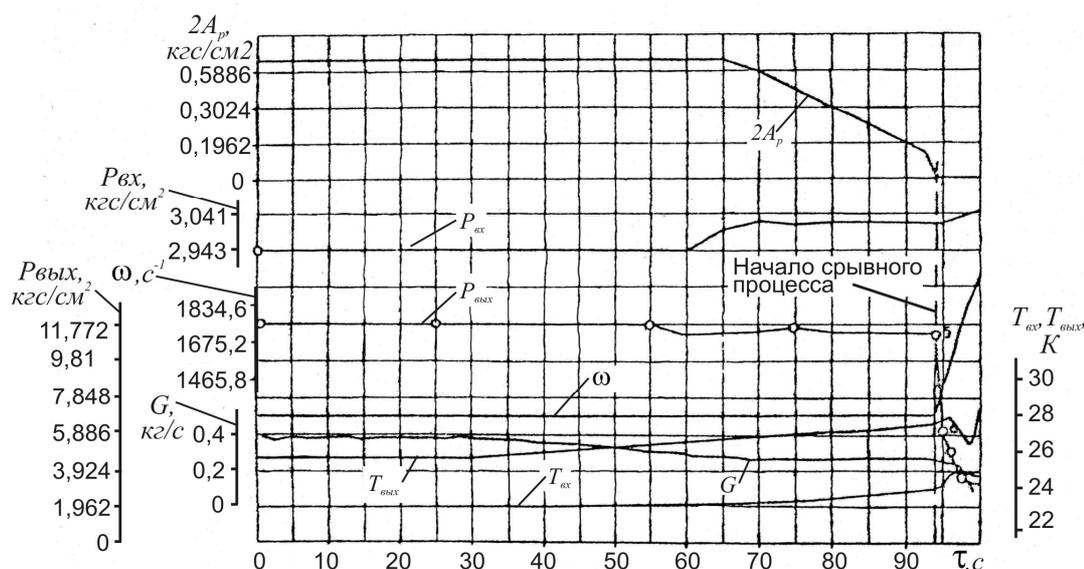


Рис. 4.8.2. Изменение параметров при дросселировании водорода через стендовый насос.

5. Как видно из табл. 4.8.1 угол установки лопатки рабочего колеса на выходе $\beta_{2Л}=90^\circ$. Величина этого угла определила очень пологие характеристики насоса при различных частотах вращения ротора. Динамическая устойчивость такого колеса не обеспечивает устойчивой работы всей системы топливопитания при переменных режимах работы двигателя. В дальнейшем были спроектированы новые ступени с $\beta_{2Л}=45^\circ$, обеспечивающие более крутые характеристики насоса с отрицательной производной $d\Delta P_n / dQ$

6. При исследовании работы насоса в системе стендового топливопитания (см. рис. 4.8.1) были проведены эксперименты по выявлению влияния постановки дросселирующих устройств за насосом непосредственно и за теплообменником на работу насоса. Результаты получились очень интересными. При работе насоса с дросселем за теплообменником, то есть по газовой линии, граница срыва насоса оказалась сдвинутой в область больших величин Q (линии А и В на рис. 3.2.1), а по остальной, правой ветви напорной характеристики экспериментальные точки совпали с характеристикой, полученной без дросселя. При постановке дросселя за насосом, то есть по жидкой линии, срывные процессы наблюдались при меньших расходах, чем в случае постановки дросселя за теплообменником. Такая картина влияния постановки в разных местах сети

дросселей говорит о влиянии фазового перехода жидкости в газ (пар) в теплообменнике и возникающих при этом перепадах расхода и давления на работу всей системы топливопитания (сети) и насоса. Полученные результаты экспериментов с дроссельными устройствами за насосом и за теплообменником на водородной системе топливопитания свидетельствуют о возможности их объяснения с позиции явлений типа колебательной неустойчивости в системе "насос-трубопровод-теплообменник". Заметим, что изучение гидродинамических характеристик таких систем [47] показало, что если в системе есть участки с жидким и паросодержащим компонентом, то для получения устойчивого течения необходимо, чтобы выполнялось условие, при котором отношение суммарного перепада давлений на жидком участке к перепаду давлений на паросодержащем и нагревательном участках было больше 0,5. Это положение по имени автора было названо критерием Петрова [47]. Однако теоретические и экспериментальные работы при формировании критерия Петрова были проведены на воде и водяном паре и простой перенос результатов на течение водорода с подогревом некорректен, но воспользоваться качественными результатами и методикой этой работы возможно. Варьируя сопротивлением сети и получая различные соотношения сопротивлений по жидкой и паросодержащей линиям мы отстраивались от явления неустойчивости. Безусловно, в случае течения водорода в системе "насос-трубопровод-теплообменник" неустойчивость течения может инициироваться кавитационными явлениями в насосе. Все это свидетельствует о сложности описываемых явлений и о необходимости их более подробного изучения для выбора оптимальных значений сопротивлений всей насосной системы подачи водорода в двигатель с точки зрения получения устойчивого течения в системе подачи без излишней перегрузки насоса за счет увеличения сопротивления системы.

После проведения описанного выше цикла испытаний насоса он был доработан под перепуск части расхода водорода с выхода из насоса на вход в рабочее колесо второй ступени. Напорные характеристики насоса представлены на рис. 4.8.2 с разными степенями открытия дросселя байпасной магистрали, соединяющей выход из насоса с входом во вторую ступень.

Из рис. 4.8.2 видно, что перепуск части водорода отодвигает границу срыва насоса в область меньших расходов, чем без перепуска. На этом насосе была достигнута степень дросселирования $K_d=30$, что является большим практическим достижением. Этот способ увеличения диапазона работы

насоса в области расходов меньших расчетного может быть использован при проектировании насосов. Нужно только отметить, что необходимо провести еще ряд экспериментов по изучению явлений в ступенях насоса при работе с перепуском и понять физические процессы, происходящие при этом в насосе.

Проведение экспериментальных работ на двигателе НК-88 показал, что в ряде случаев при запуске насоса отсутствует давление водорода за насосом или происходит затягивание времени выхода насоса на режим. Анализ этих явлений показал, что при недостаточной выдержке водорода в топливном баке (то есть в насос поступает "горячий", не термостатированный водород) либо при уменьшении давления наддува в топливном баке по какой-либо причине на вход в насос поступает водород не в жидком виде, а с большим процентом пара.

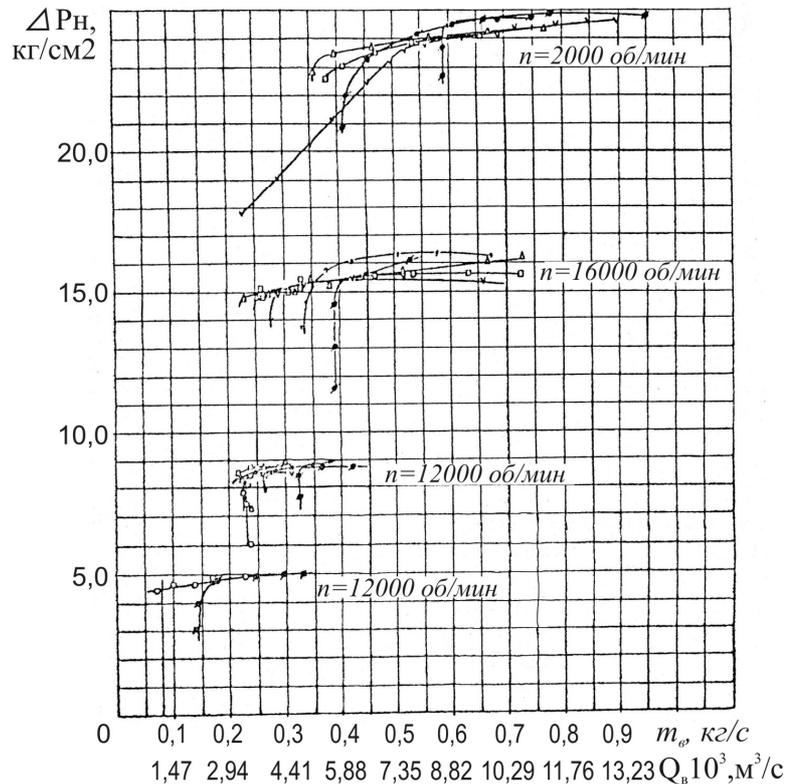


Рис. 4.8.2. Напорные характеристики двухступенчатого стендового шнекоцентробежного насоса, полученные путём дросселирования расхода с одновременным перепуском водорода с выхода насоса на вход во вторую ступень: \diamond - 90 %, \blacktriangle - 70 %, \blacksquare - 50 %, \blacktriangledown - 30%, \blackplus - 20%, \bullet - 10%, \blacksquare - 0%

Это приводит к затягиванию процесса выхода на режим насоса либо к срыву запуска. Поэтому перед насосом был установлен специально

спроектированный для водорода датчик регистрирующий сплошность жидкой среды $C_{II} = \frac{V_{ж} - V_{II}}{V_{ж}} 100$ в процентах, где C_{II} - сплошность среды, $V_{ж}$, V_{II} - объемы жидкости и пара.

На основании цикла проведенных экспериментов с разным содержанием пара на входе в насос было установлено, что для нормального запуска насоса необходимо, чтобы исходный уровень сплошности C_{II} водорода на входе в насос был не менее 75 %.

В заключении раздела по проектированию турбонасосного агрегата помещаются таблица, перечисляющая преимущества и недостатки различных типов насосов и их приводов, а также таблица, показывающая, чем обеспечиваются приемлемые характеристики насоса и привода насоса на всем эксплуатационном диапазоне режимов работы двигателя.

Приобретя опыт по доводке подшипников в криогенных средах можно констатировать, что проблемы, возникшие при их отработке, оказались очень сложными и их можно было избежать, если бы поместили подшипники в масляную среду, как это сделано для турбины ТНА. Конечно, при этом пришлось бы отказаться от принятой силовой и конструктивной схемы существующего ТНА. В будущем предлагается рассмотреть схему с параллельным, а не последовательным расположением консольных колец насоса, подшипники которых вынесены в отдельную коробку и валы насосов связаны между собой и с валом турбины шестеренной передачей, также находящейся в этой коробке. Это один из возможных вариантов нового ТНА. Но заниматься таким ТНА с масляными подшипниками нужно обязательно.

Выбор типа топливного насоса

1. Шестеренчатые насосы (ШН)

Преимущества: возможность получения больших напоров; независимость расхода от давления подачи (стабильная монотонно падающая напорная характеристика $\Delta P_n = f(Q, n = const)$ во всем диапазоне потребных расходов); высокий КПД.

Недостатки: наличие трущихся поверхностей, может привести к местному нагреву, что недопустимо для перекачки легкокипящих жидкостей; малые обороты из-за опасности большого износа узлов насоса; максимальное давление на выходе ШН помимо прочности деталей ограничивает величина зазоров между корпусом и торцевыми поверхностями шестерен; сложность обеспечения низкой величины нормальных контактных напряжений σ_k в зубьях и потребной величины превышения кавитационного срывного

давления на входе в ШН над давлением пара (кавитационный запас); ШН для сохранения своего преимущества по характеристикам требуют сложных уплотнений по торцам шестерен; ШН по кавитационным свойствам хуже, чем шнекоцентробежные насосы.

2. Поршневые и плунжерные насосы.

Преимущества: возможность получения больших напоров; - независимость расхода от давления подачи; высокий КПД.

Недостатки: наличие трущихся поверхностей может привести к местному нагреву, что недопустимо для перекачки легкокипящих жидкостей; - эти насосы менее перспективны для системы топливопитания авиационных ГТД, так как они сложны, менее технологичны и требуют тонкой очистки криогенного топлива от примесей; низкие частоты вращения из-за опасности большого износа узлов насоса, особенно в случае передачи кривошипно-шатунным механизмом; как следствие этого для объемных насосов характерна ограниченная производительность при заданном весе и размерах.

4. Осевые насосы

Преимущества: область применения осевых насосов имеет место при больших расходах и малых напорах.

Недостатки: в осевых насосах для авиационных ГТД с малыми объемными расходами и большими напорами сложно получить КПД насоса лучше, чем у шнекоцентробежных; сложность изготовления лопаток рабочих колес и направляющих аппаратов с малыми высотами ($h_s \geq 5\text{мм}$), но высокой точностью и чистотой поверхности, то есть такие нетехнологичны; небольшие величины коэффициентов напора в одной ступени H_{cm} ; сложность общей компоновки; отсутствие данных по характеристикам на криогенных топливах в широком диапазоне расхода.

4. Шнекоцентробежные насосы (ШЦБН)

Преимущества: высокий достигнутый уровень надежности; большая напорность и производительность одной ступени; высокие антикавитационные свойства; отсутствие скользящих и поступательно перемещающихся частей; низкий крутящий момент, что позволяет применять оптимальный тип привода турбины; хорошие массовые характеристики; безопасность в эксплуатации; высокие обороты; значительный научно-технический задел по всем направлениям проектирования и доводки; достаточные сведения по работоспособности на жидком водороде.

Недостатки: умеренная величина КПД насоса, обычно не выше 0,8; изменение развиваемого напора при изменении расхода.

Выбор типа привода насоса

1. Механический привод от вала двигателя

Преимущества: минимальные потери C_R на привод насоса.

Недостатки: усложнение коробки самолетных агрегатов; необходимы сложные концевые уплотнения и продуваемая промежуточная полость; несогласованность режима работы двигателя и насоса по расходу и давлению.

2. Привод от вала двигателя через гидромуфту или вариатор на масле

Преимущества: хорошая согласованность режима работы двигателя и насоса; - простота регулирования частоты вращения насоса.

Недостатки: усложнение коробки самолетных агрегатов; необходимы сложные концевые уплотнения и продуваемая промежуточная полость; - усложнение конструкции привода насоса; повышение производительности нагнетающего и откачивающего маслонасосов; повышение охлаждающей способности маслосистемы; новая разработка гидромуфты или вариатора.

3. Гидравлический привод насоса (гидромотор или гидротурбина), работающие на масле от специального маслонасоса, приводимого от вала двигателя

Преимущества: хорошая согласованность режима работы двигателя и насоса; - простота регулирования частоты вращения насоса.

Недостатки: усложнение коробки самолетных агрегатов; - необходимы сложные концевые уплотнения и продуваемая промежуточная полость; создание двух новых узлов маслонасоса и гидропривода; создание системы охлаждения масла гидропривода; снижение C_R из-за потерь энергии в гидронасосе и гидроприводе.

4. Привод электрический с помощью двигателя постоянного тока

Преимущества: большой крутящий момент на запуске; гибкая регулировка частоты вращения насоса.

Недостатки: - необходим дополнительный генератор постоянного тока и дополнительный вывод на коробке самолетных агрегатов; большой вес и габариты генератора и мотора (≈ 300 кг); система неработоспособна при обесточивании самолета; необходимы сложные концевые уплотнения и продуваемая промежуточная полость.

5. Привод от газовой турбины, работающей на отборе воздуха от компрессора двигателя

Преимущества: простота регулировки режимом работы насоса; гибкая регулировка частоты вращения насоса.

Недостатки: снижение C_R из-за выброса воздуха в атмосферу; необходимы сложные концевые уплотнения и продуваемая промежуточная полость; повышение производительности маслосистемы двигателя из-за необходимости смазки опор турбины.

6. Замкнутая система подачи с приводом насоса газовой турбиной, работающей на газифицированном нагретом топливе

Преимущества: полная герметичность насоса; отсутствие системы продувки промежуточной полости и сложных концевых уплотнений; минимальный вес и габариты; простота регулирования.

Недостатки: большие потребные давления за насосом; - необходимость большого подогрева топлива в теплообменнике; - повышенные нагрузки на опорах качения ТНА.

Обеспечение приемлемой характеристики насоса
во всем эксплуатационном диапазоне режима работы двигателя

1. Требование: минимальные давления на входе с возможностью перекачивания компонента в двухфазном (кипящем) состоянии (объем газа менее 20 %).

Обеспечение: применение насосов каскадного типа или выносного преднасоса.

2. Требование: обеспечение процесса сжатия криогенного топлива в насосе с высоким для данного типа насоса КПД.

Обеспечение: выполнение конструкций насосов, имеющих высокую частоту вращения ротора; использование высокоэффективных уплотнений по буртам рабочих колес и концевых уплотнений по валу насоса; при расчетах криогенных насосов необходимо учитывать влияние сброса подогретых утечек в области входа в насос; подбор характеристик напорной магистрали (сети), обеспечивающих работу насоса в области оптимальных КПД.

4. Требование: обеспечение работоспособности (без срывных процессов) насоса в широком диапазоне расходов (при степени дросселирования не менее 1:10).

Обеспечение: регулирование расхода топлива в заданном диапазоне производить одновременно за счет изменения частоты вращения ротора ТНА и дросселирования насоса по расходу; - обеспечение минимального расхода "горячих" утечек, отводимых из уплотнений в основной гидравлический тракт или перепуск криогенного топлива из-за насоса на вход в насос; - разработка устройств обеспечивающие регулирование элементов

гидравлического тракта насоса (вход в рабочее колесо насоса, изменение ширины отводного устройства).

4. Требование: обеспечение динамической устойчивости системы «насос-теплообменник-камера сгорания» в области потребных режимов двигателя (с учетом взаимодействия с системой регулирования двигателя).

Обеспечение: обеспечение пологих за насосных гидродинамических характеристик газовых магистралей и крутых напорных характеристик насоса ТНА; уменьшение объема теплообменника и газовых занасосных магистралей; введение управляемого дросселя в жидкостной магистрали между насосом и теплообменником; уменьшение гидравлического сопротивления газовой линии (применение камеры сгорания с меньшим гидравлическим сопротивлением).

5. Требование: обеспечение минимального времени захолаживания (подготовка системы топливоподачи) перед запуском двигателя с возможностью утилизации компонента.

Обеспечение: обеспечение минимальной массы магистрали и конструкции ТНА; применение эффективной теплоизоляции; применение композиционных материалов; разработка различных схем утилизации топлива, затраченного на захолаживание магистралей и конструкции ТНА.

6. Требование: выбор места установки ТНА на двигателе.

Обеспечение: ТНА следует располагать вблизи опор передней или средней - места наибольшей жесткости, где передача вибраций и перегрузок на ТНА минимальная; установка ТНА на водородный двигатель с точки зрения надежности лучше располагать в контейнере с продувкой его нейтральным газом или горячим воздухом; При работе на СПГ постановка контейнера не обязательна.

7. Требование: обеспечение надежности и длительной работоспособности (ресурса) уплотнений и подшипников ТНА.

Обеспечение: применение шарикоподшипниковых опор; - применение специальной конструкции сепаратора и специального материала; - оптимизация расхода и перепада давлений охлаждающей жидкости в подшипнике; оптимизация осевой и радиальной нагрузки на подшипник; - разработка, создание, доводка других типов опор (газостатические, лепестковые, магнитные); - применение гидродинамического (импеллер) уплотнения насоса в сочетании с радиально- торцевыми контактными уплотнениями; применение газового затвора с применением инертного гелия, азота или воздуха; применение торцевого контактного уплотнения с

вторичным герметизатором в виде металлорезины во фторопластовой оболочке или сильфоном; - определение оптимальных уровней удельных контактных давлений, скоростей скольжения, подбор материалов трущихся пар в торцевом уплотнении.

5. СИСТЕМА ГАЗИФИКАЦИИ КРИОГЕННОГО ТОПЛИВА

5.1. Обоснование необходимости теплообменника-газификатора водорода

Как уже было указано в разд. 3.3. вопрос о необходимости газификации криогенных топлив перед подачей их в камеру сгорания не нашел отражения в опубликованной литературе. Опыт, приобретенный в процессе работы с двигателями НК-88, работавшим на жидком водороде и НК-89, работавшим на СПГ, позволил сделать заключение, что особенно остро вопрос о необходимости газификации стоит при употреблении жидкого водорода. Газификация жидкого водорода является необходимым условием нормальной работы двигателя. Вопрос о газификации СПГ требует проведения еще одного цикла исследований с имитацией высотно-скоростных условий полета. На двигателе НК-89 в условиях работы на земле были проведены первые экспериментальные исследования подачи в камеру сгорания жидкого СПГ, которые показали, что при определенных ограничениях работать на жидком СПГ возможно. Однако, эти первые экспериментальные работы не могут служить основанием для отказа от газификации, так как при работе двигателя на режимах от малого газа до 0,6 от номинального, то есть при расходах СПГ значительно меньших номинального, двигатель работал неустойчиво. В этом разделе обращено основное внимание на газификацию жидкого водорода. При создании и исследовании авиационных газотурбинных двигателей, работающих на жидком водороде, возможны две принципиальные схемы подачи водорода в камеру сгорания: жидкостная, когда водород поступает в форсунки камеры сгорания в жидком состоянии, и схема с подачей водорода в камеру сгорания в газообразном состоянии.

Конструктивно, на первый взгляд, наиболее простой представляется подача водорода в камеру сгорания в жидком состоянии, то есть с докритической температурой и при давлении перед форсунками камеры сгорания выше давления на границе перехода жидкость-пар. На примере выбора схемы подачи жидкого водорода двигателя НК-88 (рис. 5.1.1). рассмотрим, что для этого потребуется. На режиме малого газа двигателя НК-88 давление в камере сгорания 2 кгс/см^2 и расход водорода $0,085 \text{ кг/с}$. На этом режиме насос по экспериментальным данным подает жидкий водород с температурой 25 К , с давлением $7...8 \text{ кгс/см}^2$. В этом случае на границе жидкость-пар для водорода (см. рис. 5.1.1) давление равно 4 кгс/см^2 .

Этот минимальный перепад давлений можно использовать на форсунках, чтобы получить впрыск жидкого водорода в камеру сгорания. Естественно, при увеличении режима работы двигателя до взлетного с расходом жидкого водорода $0,607 \text{ кг/с}$ и сохранений квадратичной зависимости перепада давления от расхода, максимальный перепад давлений на форсунках для подачи жидкого водорода в камеру сгорания будет 102 кгс/см^2 .

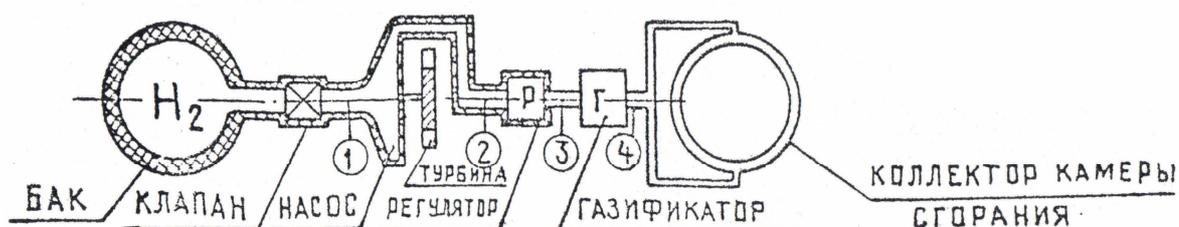


Рис. 5.1.1. Схема газификации жидкого водорода в двигателе

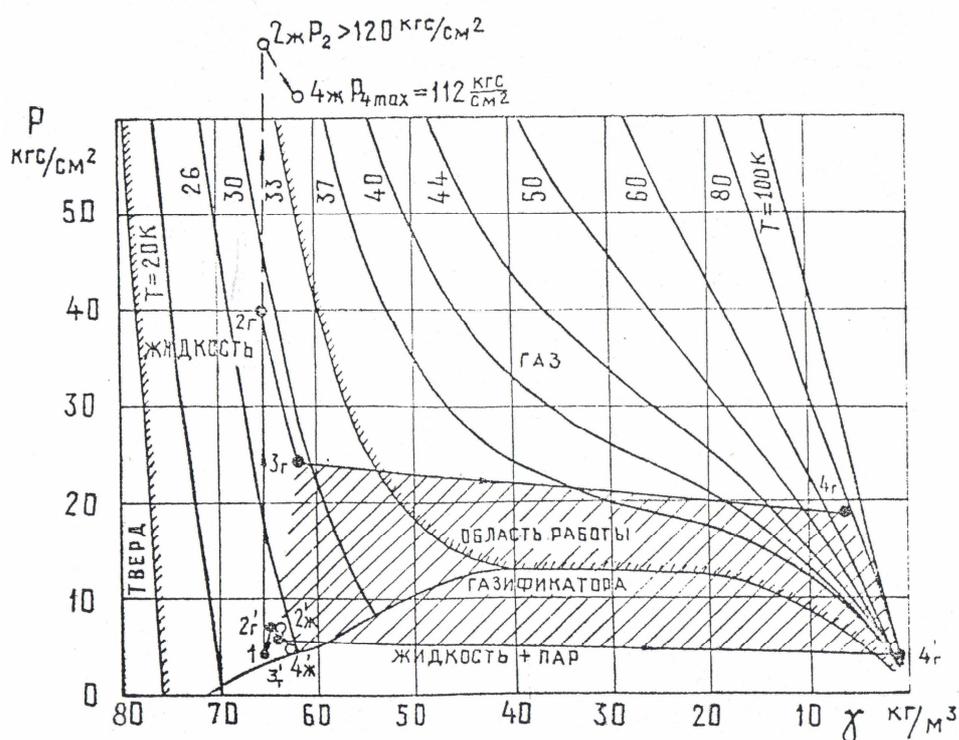


Рис. 5.1.2. График к обоснованию необходимости установки газификатора жидкого водорода на двигателе НК-88

Это абсолютно нереально с точки зрения надежности и мощности насоса. Можно, конечно, рассматривать применение регулируемых по перепаду давления форсунок, но это слишком усложнит конструкцию и

потребуется специальная система регулирования форсунок. Мировой опыт по регулируемым форсункам пока дал только отрицательный результат.

Имеется и вторая существенная причина отказа от жидкостного варианта. Необходима идеальная изоляция трубопроводов подачи жидкого водорода от насоса к камере сгорания, чтобы избежать в них фазового перехода жидкости в газ. Но даже, если и это требование выполнить, то за счет даже небольшой окружной неравномерности потока воздуха от компрессора на входе в камеру сгорания ($\Delta T = 5 \dots 8 \text{ } ^\circ\text{C}$) поступающий в форсунки жидкий водород в неустойчивой критической точке может нагреваться в разных форсунках по-разному и находится в различных фазовых состояниях. Это может вызывать неравномерную подачу водорода через форсунки и, как следствие, пульсацию расхода и давления водорода, большую неравномерность температурного поля перед турбиной и другие нежелательные явления. Задавить явления фазового перехода в магистралях подвода водорода и форсунках камеры сгорания можно было бы за счет применения схемы топливоподачи со сверхкритическим по давлению состоянием водорода на всех режимах работы двигателя. Однако при этом требуемые давления за насосом будут еще выше, чем в приведенном примере. Это также нереально.

В свете рассмотренных недостатков более предпочтительной является схема с газификацией водорода в специальном теплообменнике (см. рис. 5.1.1). Потребные давления за насосом в этом случае в 2...3 раза ниже, чем в жидкостной схеме. При этом не требуется идеальной изоляции линии подачи топлива в камеру сгорания, так как переход водорода из одного фазового состояния в другое осуществляется в газификаторе. Предусмотрев специальные мероприятия, можно избежать гидродинамической неустойчивости процесса. В этой схеме незначительный предварительный подогрев водорода перед подачей его в камеру сгорания также может быть причиной неравномерной раздачи водорода через отдельные форсунки из-за последующего дополнительного подогрева водорода в коллекторе камеры сгорания. При проведении исследования двигателя НК-88 был экспериментально выявлен нижний предел температуры подаваемого в камеру сгорания водорода, при которой обеспечивается устойчивая, без “раскачки” частоты вращения ротора работа двигателя. В первых экспериментах в камеру сгорания подавался не подогретый в теплообменнике-газификаторе водород при температуре 35...40 К. При этом была зафиксирована большая неравномерность поля температур за камерой

сгорания и большая “раскачка” частоты вращения ротора двигателя, достигающая 400 об/мин. Специальные исследования, проведенные по изучению этого явления, показали, что в области низких температур подаваемого водорода (35...40 К) из-за большого изменения плотности водорода при изменении температуры на один градус, появляется гидравлическая неустойчивость в системе “коллектор раздачи водорода в камере сгорания - форсуночные модули”. Подогрев водорода в теплообменнике до температуры 60 К и выше устраняет это явление. Результаты экспериментов с разным подогревом водорода (рис. 5.1.2) показывают, что при температуре водорода выше 60 К неравномерность температурного поля за камерой сгорания уменьшается до значений $\Delta\bar{T}/T_{cp} = 0,10...0,14$ стандартных для керосиновых камер сгорания. Исчезает также явление “раскачки” частоты вращения ротора двигателя.

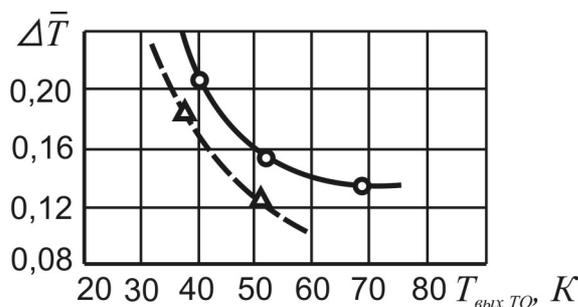


Рис. 5.1.2. К оценке влияния температуры водорода на выходе из теплообменника на равномерность температурного поля на выходе из камеры сгорания ($\Delta\bar{T} = (T_{\text{max}} - T_{\text{min}}) / T_{cp}$)

Конечно, система газификации имеет и свои недостатки:

- теплообменник увеличивает вес двигателя и является еще одним агрегатом двигателя, создающим условия по снижению надежности двигателя;
- появляются потери давления греющего теплоносителя, что ухудшает удельные параметры двигателя;
- появляется проблема обеспечения устойчивой работы не только теплообменника-газификатора, но и всей системы подачи топлива.

Однако, несмотря на эти недостатки в настоящее время рассматриваются только схемы с газификацией и подогревом водорода перед подачей его в камеру сгорания. Как уже отмечалось в начале данного раздела вопрос о необходимости газификации СПГ полностью не решен, необходимо

проведение сложных экспериментов на двигателе с имитацией высотных условий. Тем не менее, для СПГ на этом этапе работ принята также схема топливопитания с теплообменником-газификатором.

Одним из основных вопросов, возникающим при проектировании системы газификации криогенного топлива, является выбор места расположения теплообменного аппарата (рис. 5.1.3).

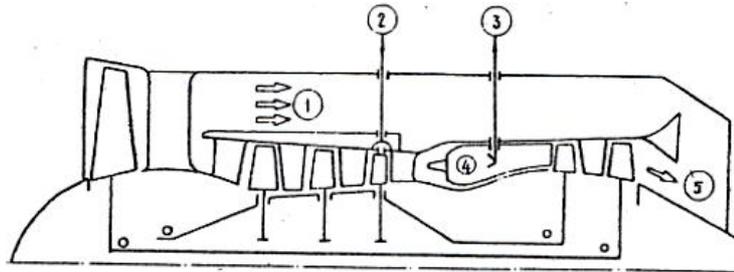


Рис. 5.1.3. Возможные варианты расположения теплообменника для газификации водорода

В принципе, мест установки его может быть достаточно много. Например, привлекательно установить теплообменник во входном диффузоре двигателя. Этим мы несколько снижаем температуру воздуха на входе в компрессор и повышаем эффективность термодинамического цикла. Однако, недостатков, на наш взгляд, значительно больше, и они перекрывают преимущества этого места расположения теплообменника:

- низкая температура набегающего потока воздуха приведет к созданию большой площади теплообмена, что увеличит и вес двигателя и потери давления на входе;
- обязательно возникнет большое обледенение на элементах теплообменника, для компенсации которого нужно будет еще более развить площадь теплообмена;
- скол образовавшегося льда может повредить лопадки компрессора;
- попадание на вход постороннего предмета может не только вывести из строя теплообменник, но и привести к пожару в двигателе от утечки криогенного топлива.

Эти недостатки не позволяют рекомендовать данную схему. Установка теплообменника за компрессором потребует, из-за малых проходных сечений сжатого воздуха, увеличения габаритов двигателя в этом месте, увеличит потери давления на входе в камеру сгорания. Кроме этого, разная степень охлаждения воздуха на разных режимах работы двигателя может создать неблагоприятные влияния на устойчивость компрессора. Для постановки

теплообменника за компрессором нужна существенная переделка базового двигателя.

Схема с отбором воздуха за компрессором и направления его в теплообменник более перспективна, но требует переразмеривания компрессора с целью увеличения расхода воздуха за счет отбора. Теплообменники в камере сгорания и на отборе продуктов сгорания, имея сравнительно небольшие габариты и вес, существенно меняют газодинамику камеры сгорания, ухудшают удельный расход топлива и конструктивно сложны.

Наиболее привлекательной является схема с теплообменником, установленным за турбиной низкого давления. В этой схеме теплообменник имеет приемлемые габариты и вес, обеспечивает газификацию и необходимый подогрев водорода на всех режимах при сравнительно небольшой обмерзании его поверхности со стороны продуктов сгорания. Эта схема газификации с расположением теплообменника за турбиной была принята в качестве основной. Недостатки этой схемы:

- опасность прогара;
- потери давления выхлопных газов двигателя, что увеличивает удельный расход топлива;
- необходимость обеспечения стойкости теплообменника к тепловым ударам, особенно для двух топливного двигателя в случае, когда двигатель работает на керосине и теплообменник не заполнен криогенным топливом под давлением.

В тоже время эта схема более надежна, так как даже в случае разгерметизации теплообменника и возгорания вытекающего топлива не возникнет пожара в двигателе. Температура греющих выхлопных газов достаточно велика, чтобы не увеличивать габариты теплообменника и загромождать выхлопной тракт. Схема не требует переделки базового двигателя, то есть применима к уже готовым конструкциям.

При разработке и создании системы газификации криогенного топлива возникают следующие проблемы:

- создание надежного теплообменника, который должен быть абсолютно герметичен и прочен в условиях характерных для данного места вибраций и тепловых ударов;
- возможная конденсация влаги и последующее обмерзание теплообменника;
- выбор величины подогрева криогенного топлива;

- обеспечение газодинамической устойчивости работы собственно теплообменника-газификатора и со всей системой топливопитания;
- обеспечение минимальных потерь давления при обтекании выхлопными газами теплообменника.

Первая проблема решается на этапе проектирования теплообменника и представляет собой конструкторскую задачу, которая в данном “Руководстве” будет рассмотрена ниже в виде отдельных рекомендаций.

5.2. Выбор типа теплообменника-газификатора водорода

Выбор типа теплообменника определяется теми же проблемами, которые стоят перед системой газификации: обеспечение необмерзания теплообменных поверхностей, обеспечение гидравлической устойчивости течения водорода в каналах теплообменника и системы в целом, получение оптимальных гидравлических и весовых характеристик. Важными требованиями являются также обеспечение герметичности теплообменника по линии водорода и технологичности конструкции. При этом основным требованием является обеспечение всех основных параметров на выходе из теплообменного аппарата на всех режимах работы двигателя и во всем диапазоне изменения внешних факторов.

При выборе основной конструкции теплообменника рассмотрено несколько типов теплообменных устройств. Наиболее простым является однострубный теплообменник змеевикового типа (рис. 5.2.1). Однако такой теплообменник, спроектированный из условия недопущения обмерзания, вызывает большие потери полного давления в потоке продуктов сгорания и, как следствие, ухудшение удельных параметров двигателя.

Из рис. 5.2.2 видно, что замораживание однострубного теплообменника $\Delta_n = 0$ прекращается при диаметре трубы 122 мм, при этом потери полного давления составляют недопустимо большую величину (10 %), а потребная поверхность теплообменника увеличивается в 1,7 раза по сравнению с возможной из условия допустимых потерь по водороду.

Расчет теплоотдачи и потерь полного давления со стороны продуктов сгорания для различных вариантов теплообменников проводился с использованием работ [1, 30, 46, 90]. Диаметр трубы можно уменьшить, применив ее оребрение со стороны продуктов сгорания.

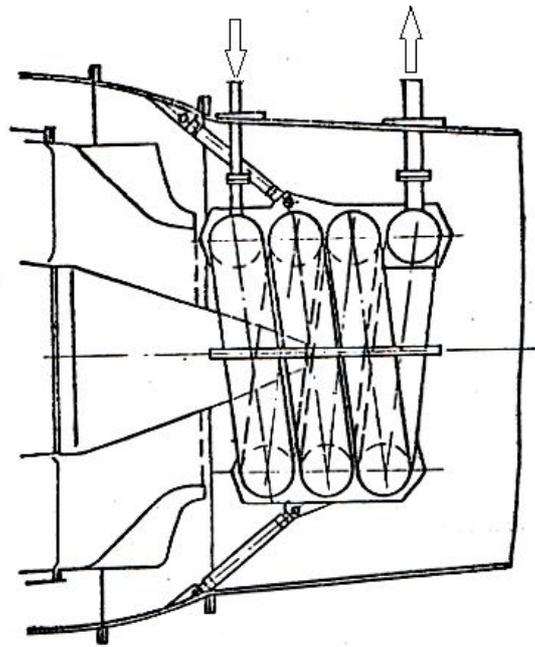


Рис. 5.2.1. Однотрубный теплообменник-газификатор змеевикового типа

Однако это мероприятие приводит к конструктивным и технологическим усложнениям, увеличивает вес теплообменника и не полностью решает проблему обмерзания, так как в межреберном пространстве происходит значительное падение скорости продуктов сгорания и соответствующее падение коэффициента теплоотдачи.

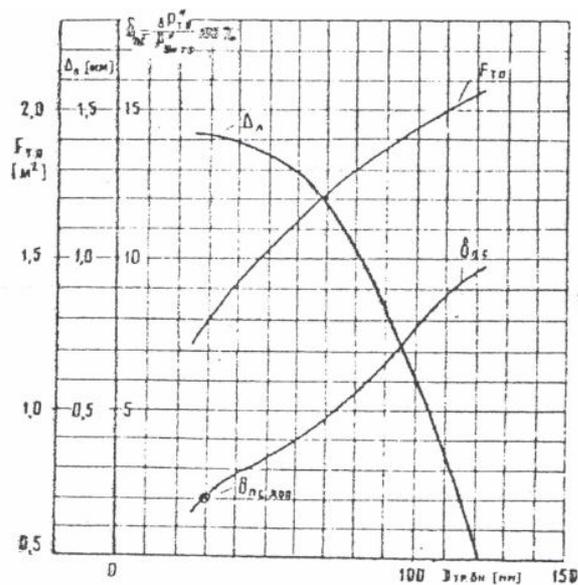


Рис. 5.2.2. Результаты расчёта вариантов однотрубного теплообменника змеевикового типа: $\Delta_л$ - толщина льда; F_{TO} - площадь поверхности теплообменника; $\delta_{нс}$ - потеря полного давления в продуктах сгорания

Расчеты показали, что даже при эффективном оребрении имеется вероятность выпадания льда на периферийной части ребер. Это приведет к дальнейшему падению скорости и постепенному замораживанию всего канала. Были проработаны также пластинчатые, трубчатые теплообменники. Трубчатый теплообменник (рис. 5.2.3) проектировался с параллельным движением водорода по нескольким трубкам с раздачей из одного общего коллектора. За счет изменения количества и диаметра трубок в трубчатом теплообменнике или зазора между пластинами в пластинчатом можно обеспечить практически любую скорость водорода в теплообменнике без значительного увеличения его внешнего сопротивления.

Конструкторские проработки двух типов теплообменников показали, что многотрубчатый теплообменник кольцевого типа (см. рис.5.2.3) имеет определенные конструктивные и технологические преимущества и лучшие весовые характеристики. Этот вариант принят в качестве основного для двигателя НК-88. В принятой схеме теплообменника решается также проблема гидродинамической устойчивости.

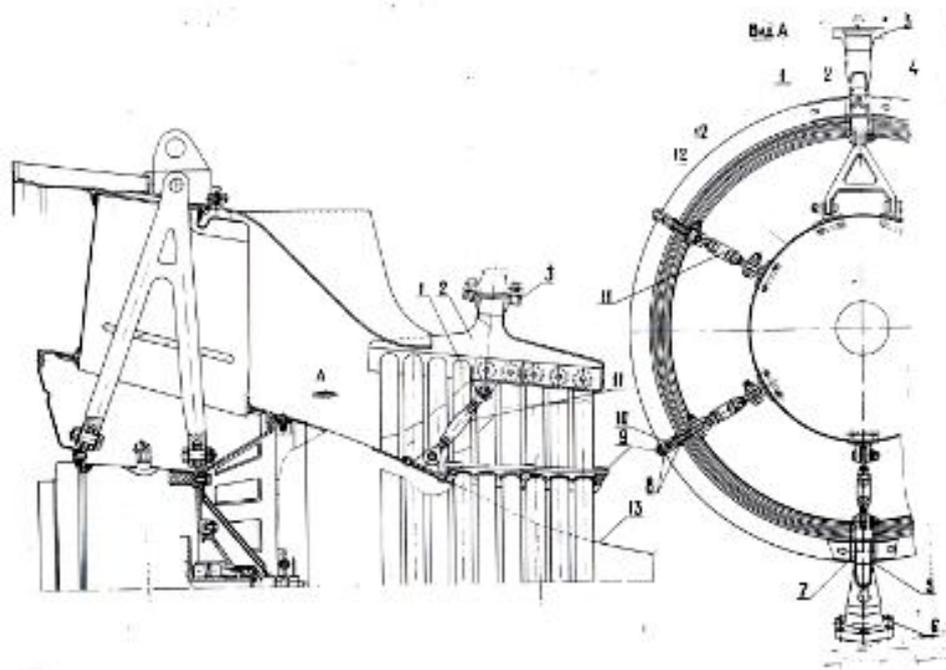


Рис. 5.2.3. Теплообменник двигателя НК-88

Благодаря малой величине скорости водорода в трубах теплообменника, потери давления в нем на всех режимах работы, включая и переход от жидкой фазы к газообразной, имеют пренебрежимо малую величину по сравнению с потерями на входной и выходной шайбах

$\delta_{T.O.} = \Delta P_{T.O.} / \Delta P_M \cdot 100\% = 0,005\% \dots 0,09\%$ и не влияют на динамику процесса [47].

Теплообменник двигателя НК-88 сварной конструкции состоит из 9 рядов труб 1 кольцевой формы, образующих усеченный конус с углом при вершине 12° . Такое расположение труб выбрано из условия совпадения линии тока продуктов сгорания с образующей конуса. Трубы выполнены в виде 18 полуколец разного диаметра и приварены к двум коллекторам 2 и 5, расположенным в диаметрально противоположных плоскостях. Для обеспечения равномерной раздачи водорода по трубкам и обеспечения гидродинамической устойчивости течения, на входе и выходе каждой трубки установлены шайбы, при этом в соответствии с требованиями обеспечения устойчивости течения на входных шайбах срабатывается значительно больший перепад давления, чем на выходных $\Delta P_{ш.вх.} / \Delta P_{ш.вых.} = 5$. Для обеспечения жесткости и вибропрочности конструкции, трубки теплообменника в четырех местах стянуты между собой двумя радиально расположенными пластинами 9, соединенными стяжками 10 и заклепками 8. Между трубками и пластинами установлены втулки, изготовленные из материала МР (металлорезина), позволяющие гасить возможные вибрации теплообменника. Пятью радиально расположенными тягами 11 и А-образным кронштейном 12, воспринимающим крутящий момент, теплообменник крепится к обтекателю 13. Для улучшения технологии монтажа теплообменника в составе двигателя, тяги выполнены регулируемые.

Теплообменник работает следующим образом. Жидкий водород из насоса через систему трубопроводов подводится к входному коллектору, откуда при помощи высоко перепадных шайб равномерно распределяется по 18 трубкам 1. Проходя по трубкам, в результате теплообмена с продуктами сгорания, обтекающими трубки с наружной стороны, водород нагревается до заданной температуры и через шайбы 7 поступает в выходной коллектор 5. Затем через систему трубопроводов направляется в камеру сгорания. Эта принципиальная конструктивная схема теплообменника не изменялась в ходе доводки двигателей НК-88 и НК-89. Изменялся только диаметр трубки. Были сделаны и испытаны теплообменники с диаметром трубки 27, 12, 6 и 4 мм. Для трубки диаметром 4 мм трубки пришлось расположить в два ряда, этот теплообменник испытывался в основном при использовании в качестве топлива СПГ. Внешний вид теплообменника для газификации водорода и СПГ был примерно одинаков. Отличие теплообменника для СПГ от

теплообменника для жидкого водорода заключалось только в увеличенной поверхности теплообмена для СПГ, то есть увеличением количества трубок. Это определялось худшими, с точки зрения переноса тепла, теплофизическими параметрами СПГ.

5.3. Обмерзание теплообменных поверхностей

Непосредственная газификация криогенного топлива осуществляется или воздухом или продуктами сгорания. Воздух, засасываемый компрессором содержит атмосферную влагу, количество которой зависит от температуры окружающей среды и относительной влажности $\varphi = \rho_{H_2O} / \rho_{\text{макс}}$, где ρ_{H_2O} - удельный вес водяного пара; $\rho_{\text{макс}}$ - максимально возможный удельный вес водяного пара при данных давлении и температуре смеси (рис. 5.3.1) [13].

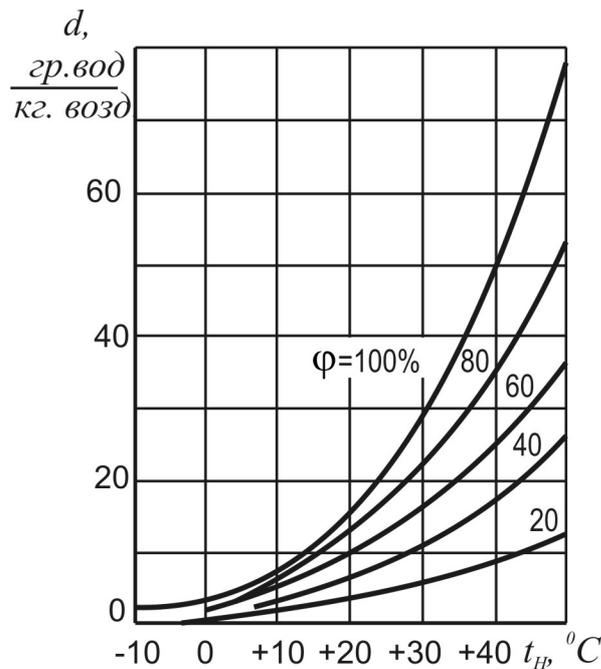


Рис. 5.3.1. Зависимость влагосодержания от температуры t_H при различной относительной влажности φ

Абсолютную влажность принято оценивать влагосодержанием: $d = G_{H_2O} / G_{\text{возд}}$ в гр/кг сухого воздуха. При охлаждении воздуха около поверхности теплообменника возможно достижение относительной влажности $\varphi = 100\%$. При дальнейшем охлаждении воздуха часть содержащейся в воздухе влаги выпадает на поверхности теплообменника. При этом интенсифицируется теплоотдача и используется внутренняя

теплота парообразования воды в тепловом балансе подогрева криогенного топлива, но учесть расчетным путем это явление невозможно, так как трудно оценить, какой процент влаги выпадает на стенках теплообменника и как интенсифицируется при этом теплоотдача. Для криогенного теплообменника это явление переходное, так как температура криогенного топлива и температура стенки теплообменника значительно ниже 0 °С и на стенках происходит превращение конденсата воды в лед. Пленка или слой льда нарастают во времени, но темп нарастания уменьшается (верхний слой сносится потоком воздуха или газа) и зависит от конструкции теплообменника.

При использовании топлива СПГ, при его сгорании не образуется воды, также как и при сгорании керосина. При сжигании в камере сгорания водорода образуется вода и продукты сгорания содержат гораздо большее количество влаги: $d_{\Sigma} = d + d_1$, где d_1 - влага, образовавшаяся при сгорании

водорода,
$$d_1 = \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_{O_2}} \cdot \frac{G_{H_2} \cdot 1000}{G_{\text{возд}} \cdot \mu_{O_2}}, \text{ гр/кг сухого воздуха}$$

На рис. 5.3.2 представлена зависимость содержания влаги в продуктах сгорания водорода. Таким образом, при использовании в качестве топлива жидкого водорода проблема ледообразования на теплообменнике усугубляется.

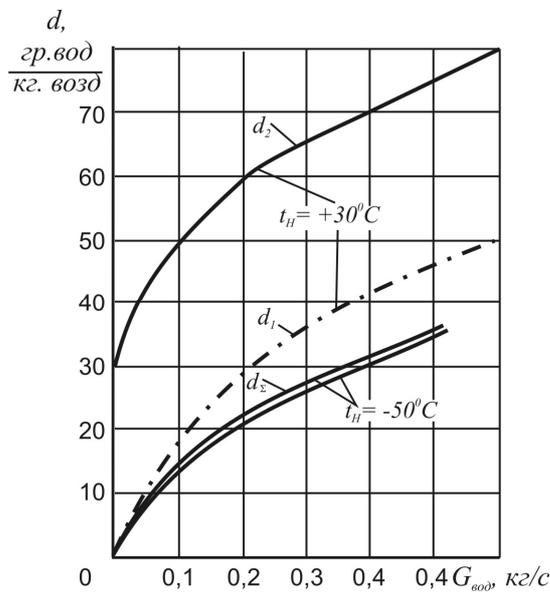


Рис. 5.3.2 Зависимость содержания влаги в продуктах сгорания $d_{\Sigma} = d + d_1$ от расхода водорода при различной температуре t_H (d - влага, содержащаяся в атмосферном воздухе при $\varphi=100\%$, d_1 - влага, выделяющаяся при горении)

Льдообразование на теплообменных поверхностях приводит к следующим отрицательным последствиям:

- нестационарности параметров газифицируемого водорода на стационарных режимах из-за нарастания льда во времени и возможного скалывания его от вибраций теплообменника;
- недогреву водорода или необходимости увеличения поверхности теплообмена с учетом образования льда;
- увеличению внешнего сопротивления теплообменника по линии теплоносителя за счет загромождения льдом тракта и как следствие ухудшению удельных параметров двигателя.

Таким образом, проблема образования льда является одной из важных при создании теплообменных аппаратов для газификации криогенного топлива. При проектировании теплообменников необходимо предусматривать мероприятия, исключающие возможность обмерзания их поверхностей, что сводится в конечном итоге к повышению температуры стенки теплообменных поверхностей со стороны воздуха или продуктов сгорания до положительных значений - $t_{ст} > 0^{\circ}C$.

Возможны следующие способы повышения температуры стенки:

- интенсификация теплоотдачи со стороны воздуха или продуктов сгорания;
- уменьшение теплоотдачи от водорода к стенке;
- уменьшение теплопроводности стенки;
- специальные покрытия.

Теплоотдачу со стороны теплоносителя можно интенсифицировать различными путями [36]: увеличением скорости теплоносителя, введением специальных интенсификаторов, например искусственной шероховатости, оребрением теплообменных поверхностей.

Увеличение скорости в схемах с выносными теплообменниками сопровождается ростом гидравлических потерь выше допустимых и не дает желаемого результата. В схеме с установкой теплообменника за турбиной скорость и теплофизические параметры продуктов сгорания определены заранее режимами работы двигателя и не могут быть изменены в соответствии с требованиями теплообмена. Введение специальных интенсификаторов при располагаемых соотношениях коэффициентов теплоотдачи по теплоносителю и водороду $\alpha_{вод.} / \alpha_{вод.} = 10...15$ дает незначительные результаты и помогает решить проблему только в совокупности с другими мероприятиями. Интенсифицировать теплоотдачу

можно также введением эффективного оребрения со стороны продуктов сгорания (воздуха), но это сопровождается ростом потерь полного давления, усложняет конструкцию и не всегда целесообразно с точки зрения образования льда.

Уменьшение теплопроводности стенки теплообменника приводит к росту ее температуры со стороны воздуха и одновременно к отрицательным результатам: росту потребной поверхности теплообменника и увеличению его веса. Теплопроводность стенки может быть уменьшена за счет увеличения ее толщины (рис. 5.3.3), применения тепловой изоляции или двойных трубок с бустерной зоной из инертного газа, например, гелия (рис. 5.3.4) и другими способами.

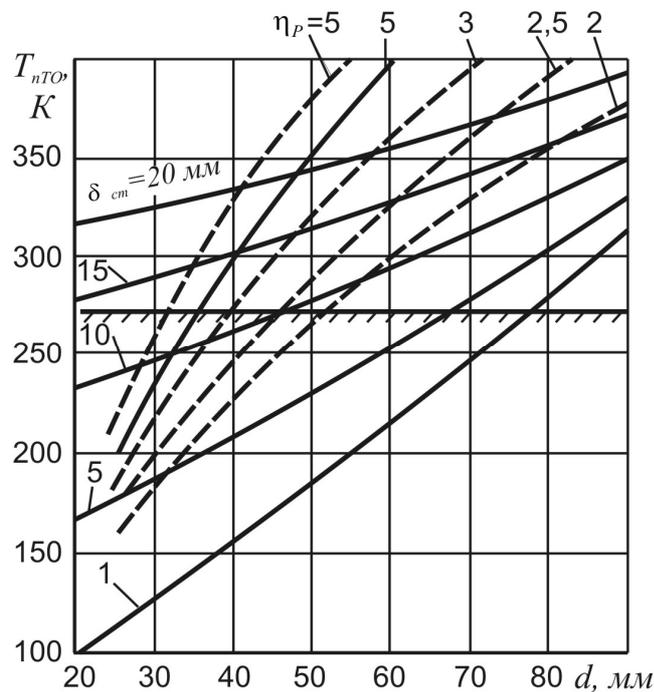


Рис. 5.3.3. Зависимость температуры поверхности теплообменника-газификатора от диаметра стальных труб различной толщины без оребрения и с оребрением при $\delta_{ст} = 1$ мм

Применение двойных трубок с гелием между ними увеличивает надежность теплообменника, но при реальных, с технологической точки зрения, зазорах между трубками $\delta \geq 0,5$ мм, потребная поверхность теплообменника увеличивается в три и более раза (см. рис. 5.3.4). Это неприемлемо, так как приводит к сильному возрастанию веса при усложнении конструкции и технологии изготовления. Наиболее реальным из всех рассмотренных методов предотвращения обмерзания является снижение теплоотдачи от водорода к стенке, которое достигается в основном за счет

уменьшения скорости в каналах теплообменника. Например, для теплообменника двигателя НК-88 при расположении его за турбиной для обеспечения положительных температур стенки потребная скорость водорода $W_{\text{потр.}} = 4,5...6$ м/с (рис. 5.3.5) при располагаемой скорости $W_{\text{расч.}} \geq 100$ м/с.

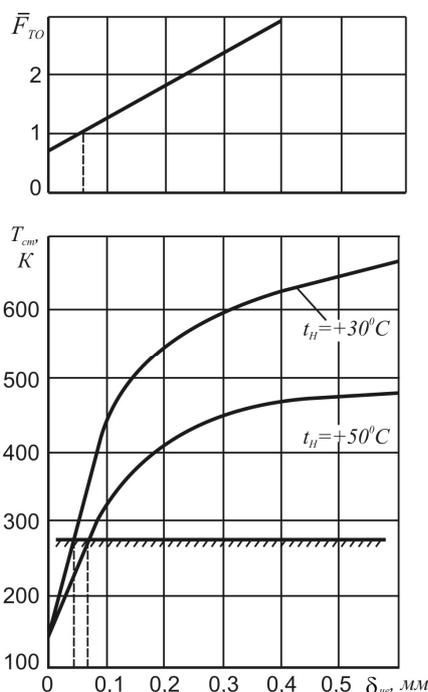


Рис. 5.3.4. Зависимость температуры стенки и поверхности теплообменника, установленного за турбиной, от толщины гелиевой прослойки

При этом потребная поверхность теплообменника возрастает на 30% по сравнению с возможной из условия обеспечения максимальной скорости водорода при заданной величине потерь полного давления. Наблюдение за теплообменником на работающем двигателе НК-88 на водороде при помощи телекамеры и скоростной фотосъемки показало, что практически на всех режимах работы двигателя происходит обмерзание входного трубопровода, входного коллектора и начальных участков полуколец. При этом можно отметить, что наибольшее обмерзание до 20 % всей поверхности трубок имело место на режиме “малого газа” и минимальное на взлетном режиме. Эксперимент показал также, что обмерзание и оттаивание при переходе с режима на режим происходит быстро, практически следует за изменением режима. Образование льда или инея определяется значительным переохлаждением стенок ниже $t_{\text{cr}} = -40...-50$ °С. Обмерзание начальных

участков труб в районе входного коллектора объясняется интенсификацией теплообмена по водороду из-за наличия входных дроссельных шайб.

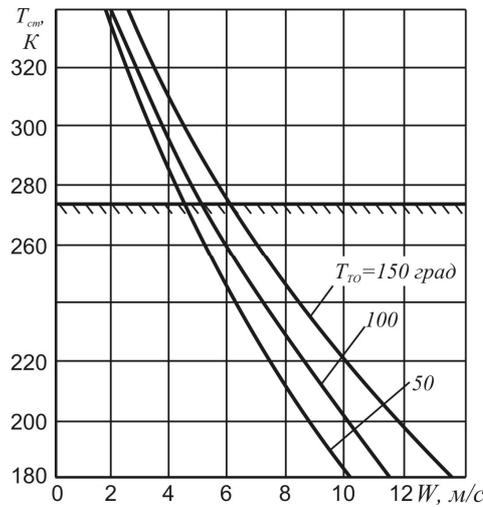


Рис. 5.3.5. Зависимость температуры стенок теплообменника от скорости водорода

Необходимо отметить, что обмерзание для теплообменников, имеющих небольшие тепловые потоки, может оказать и положительное влияние. Образование ледяной корочки снижает эффективную теплопроводность стенки, что приводит к переходу от пленочного кипения криогенного топлива к пузырьковому кипению, что благоприятно сказывается на устойчивости работы теплообменника. Но для авиационных ГТД это не характерно, так как, например на ненапряженном двигателе НК-88 на всех режимах высокие тепловые потоки обуславливают пленочное кипение.

Изучению процесса инея- и лёдообразования уделялось внимание в холодильной, криогенной и ракетно-космической технике. Краткий обзор литературы приведен в работе [4]. Однако работа по экспериментальному исследованию этих процессов для характерного уровня параметров авиационных ГТД (уровня скорости теплоносителя $\lambda > 0,4$, числа Re до 250000, высокой температуре теплоносителя до 890 К, низкой температуре стенок каналов до 80 К) практически отсутствуют. Это обстоятельство потребовало выработки концепции процесса образования льда на поверхности теплообмена и проведения ряда экспериментальных работ, которые были проведены ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова. При выработке концепции образования льда воспользовались исследованиями, проведенными в Японии Хаяси, Аоки и др [93, 107]. Они исследовали образования инея на поверхности теплообмена для условий, когда плотность

иней не превышался 500 кг/м^3 , и представили весь процесс в виде нескольких стадий образования инея:

- рост кристаллов инея в трех координатах до образования единой шероховатой поверхности;
- при достижении температуры поверхности инея $273,15 \text{ К}$, за счет возрастания термического сопротивления слоя инея, начинается оплавление поверхности с образованием слоя льда;
- из-за возрастания плотности инея, за счет льда, снижается его термическое сопротивление, что, в свою очередь, приводит к новому образованию инея и цикл повторяется, начиная с первой стадии.

Проведенные в ОАО СНТК им Н.Д. Кузнецова уникальные эксперименты Козьминым Ю.П. на двухрядном трубчатом теплообменнике (трубка $4,0 \times 0,5$ с относительным шагом в ряду $1,25$) при испытании двигателя НК-88, показали, что максимальная толщина льда составляла 4 мм , а плотность с точностью до 10% в пределах $\rho_{\text{л}} = 750 \dots 850 \text{ кг/м}^3$. Поэтому стадии, предложенные Хаяси, Аоки, были трансформированы Козьминым Ю.П. в таком виде для теплообменника авиационного ГТД:

- первая стадия образования кристаллов инея настолько мала, что практически все кристаллы инея мгновенно оплавляются, замерзают и образуют слой льда;
- все три стадии повторяются с образованием дополнительных слоев льда;
- процесс нарастания слоев льда прекращается, если появляется стабилизирующий фактор в виде возросшего числа Nu с наружной стороны;
- процесс нарастания слоев льда может продолжаться до полного заполнения гидравлического сечения между трубками теплообменника, если коэффициент теплоотдачи снаружи будет постоянно снижаться с появлением нового слоя льда и если увеличение площади теплоотдачи не компенсирует снижение плотности теплового потока.

Для определения эффективности работы теплообменника при его обмерзании необходимо знать толщину образовавшегося на трубках льда. Нарастание слоев льда на поверхности каналов теплообменника с одной стороны приводит к повышению его эффективности, так как в этом случае достигается минимальная температура горячей стенки и, следовательно, реализуется максимальный тепловой поток: $q = \alpha_{\text{г}} (T_{\text{г}} - T_{\text{ст.гор.мин.}})$. С другой стороны нарастание слоев льда приводит к росту гидравлического

сопротивления, то есть к увеличению удельного расхода топлива двигателя. Для трубчатого теплообменника нарастание льда, при определенных, зависящих от относительного шага трубок, условиях может привести к срастанию его в единую пластину.

Данные по теплофизическим свойствам льда при плотности близкой к измеренной в нашем эксперименте известна из книги Михеева “Основа теплопередачи” [46]. Теплопроводность льда в зависимости от средней температуры льда: $\lambda_{\text{л}} = -0,018T_{\text{cp}} + 7,1667$ [г/м с], где $T_{\text{cp}} = (T_{\text{ст}} + 273,15)/2$.

Зависимость принята линейной до $\rho_{\text{л}} = 1000$ кг/м³. Как показали эксперименты, проведенные Хаяси и Аоки на наружной поверхности льда температура всегда равна 273,15 К, а на наружной теплообменной поверхности она может быть и ниже и в этом случае образуется слой льда. Если же на наружной стенке теплообменной поверхности будем иметь температуру 273,15 К, то образования льда не будет. В том же случае толщину льда можно определять из обычного выражения $\Delta_{\text{л}} = \lambda_{\text{л}} (273,15 - T_{\text{ст.нар}}) / q$.

Как известно по длине канала теплообменника L внутренний коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{в}}$ снижается. Поэтому при расчетах теплообменника в случае, когда давление криогенного топлива больше критического ($P > P_{\text{кр}}$) внутренний коэффициент теплоотдачи принимается по зависимости от его среднего значения и относительной координаты по длине канала $\alpha'_{\text{в}} = \alpha_{\text{в}} (1 / (0,4 + x / L))$.

Для теплообменников у которых давление криогенного топлива меньше $P_{\text{кр}}$ ($P < P_{\text{кр}}$) на каждом участке (экономайзерном, испарительном и подогревательном) внутренний коэффициент теплоотдачи определяется индивидуально. Изменением его значения на каждом участке в отдельности по длине пренебрегаем, и расчет толщины льда ведем по среднему значению внутреннего коэффициента теплоотдачи для данного участка. В связи с тем, что на испарительном (переходном) участке температура криогенного топлива внутри участка остается постоянной по длине участка, толщина льда на всем протяжении переходного участка остается постоянной. Это является допущением для данных расчетов. Предлагаемая методика справедлива для стационарного режима работы теплообменника и не отражает рост толщины льда по времени. Достоинство методики в том, что по ней можно определить максимальную толщину льда в поверочном расчете теплообменника. Для этого необходимо определить минимальное значение числа Нуссельта со

стороны обогревающего газа путем нескольких приближений по изменению относительного шага S/d при росте толщины льда на трубках теплообменника. В данном случае число Нуссельта будет уменьшаться до величины $Nu_M = 0,073 Re^{0,695}$. Это справедливо для $S/d \leq 2,5$. При $S/d \leq 2,5$ максимальную толщину льда можно оценить как для одиночной трубы в поперечном потоке газа $Nu_M = 0,43 + 0,174 Re^{0,618}$. При определении числа Nu число Рейнольдса рассчитывается по наружному диаметру канала теплообменника.

5.4. Особенности расчета теплопередачи в теплообменнике

Известно, что вдали от критической области большинство криогенных жидкостей, в том числе и водород и СПГ ведут себя как “классические” жидкости, так что большинство законов подобия и критериальных зависимостей, полученных на основе экспериментальных данных и теории размерностей для обычных жидкостей и газов, применимо и к криогенным жидкостям [76]. В работе [76] отмечается, что все известные результаты исследований по теплоотдаче к жидкости вблизи критического состояния находятся в существенном противоречии. Тогда как одни исследователи считают, что коэффициенты теплоотдачи в околокритической области повышаются, другие придерживаются точки зрения, что в данной области теплоотдача стремится к минимуму. Эти противоречия до сих пор полностью не разрешены. Не существует и единой удовлетворительной теории, пригодной для всей области или объясняющей все известные к настоящему факты. В [76] сделано два предположения, основанные на аналогии с процессом кипения. Когда разность температур мала, процесс аналогичен пузырьковому кипению, при котором происходит интенсивная теплоотдача, и в этом случае наблюдается максимум коэффициента теплоотдачи. При большой разности температур процесс можно сравнить с пленочным кипением, то есть с областью слабой теплопередачи, что соответствует минимуму коэффициента теплоотдачи. С этой точки зрения согласуются некоторые опубликованные экспериментальные данные [76].

При газификации водорода в теплообменнике двигателя НК-88, в зависимости от режима работы (от малого газа до взлетного), водород может находиться как в докритическом, сверхкритическом состояниях, так и в околокритической области. Поэтому возможны и различные режимы течения

водорода, в том числе и с переходом фаз, включая наличие пузырькового или пленочного кипения (при $P < P_{кр}$).

В связи с тем, что отсутствуют достоверные данные по теплообмену в околоскритической области, а также данные по характеру кипения и по величинам критических тепловых потоков при кипении водорода [29, 76], эта проблема при проектировании теплообменника двигателя НК88 решена не полностью и требует экспериментальной проверки на моделях и в натуральных условиях. Что же касается расчетной схемы, принималось, что в сверхкритической области теплоотдача подобна теплоотдаче в любой жидкости $Nu_p = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} (Pr_{ж} / Pr_{см})^{0,25} \varepsilon_e$.

В области докритических давлений расчет проводился методом последовательных приближений по формуле, полученной на основании обобщения известных экспериментальных данных [76] $Nu_{экс} / Nu_p = 0,015 + 1 / (0,7 + 2,4 X_{тт})$ с использованием параметра Мартинелли для псевдодвухфазной жидкости [76]: $X_{тт} = (\mu_{ж} / \mu_{г})^{0,1} (\rho_{г} / \rho_{ж})^{0,5} (G_{ж} / G_{г})^{0,9}$,

$$G_{ж} / G_{г} = (1 - X) / X;$$

$$X = G_{г} / (G_{г} + G_{ж});$$

где $Re = \rho W d / \mu_{см}$;

$$\rho W = (G_{г} + G_{ж}) F_{жс};$$

$$\mu_{см} = l(X / \mu_{г} + (1 - X) / \mu_{ж}).$$

По этой методике были рассчитаны теплообменники для водорода и природного газа. Необходимо отметить, теплофизические свойства СПГ хуже, чем у водорода и поверхность теплообмена для газификации СПГ при одном диаметре трубок на 50-60 % больше, чем для газификации водорода. При определении теплообмена со стороны внешнего обтекания выхлопными газами двигателя встретились с большими трудностями. В имеющейся литературе не нашли удовлетворительных экспериментальных данных по поперечному обтеканию расположенных друг за другом трубок. Поэтому совместно с ЦИАМ были проведены эксперименты по поперечному обтеканию однорядного пучка труб [5]. При скоростях потока газа характерных для выхлопных газов авиационного ГТД с числами Рейнольдса в диапазоне 10000...70000 для трубок с наружным диаметром от 4 до 27 мм и относительным шагом между трубками $S/d = 1,25 \dots \leq 5$. В результате экспериментов получены следующие данные для $S/d = 1,25$ $Nu_H = 0,073 Re^{0,695}$; $S/d = 1,6$ $Nu_H = 0,08 Re^{0,69}$; $S/d = 1,75$ $Nu_H = 0,083 Re^{0,69}$; $S/d = 2,0$ $Nu_H = 0,093 Re^{0,69}$; $S/d = 3,0$ $Nu_H = 0,083 Re^{0,692}$; $S/d \geq 5,0$ $Nu_H = 0,043 + 0,174 Re^{0,618}$.

Число Рейнольдса греющего газа определялось по наружному диаметру каналов теплообменника. При плотной упаковке каналов, то есть при $S/d=1,0$ ряд превращается в пластину, при этом не эффективно используется площадь теплообмена, расположенная в следе потока газа между каналами. При увеличении относительного шага S/d до величины примерно 2,5 увеличивается размер вихря в потоке греющего газа между каналами, что способствует разрушению пограничного слоя и увеличению среднего значения числа Нуссельта. Дальнейшее увеличение относительного шага свыше $S/d=2,5$ приводит к снижению среднего значения числа Нуссельта, так как в межканальном пространстве появляются зоны отрыва потока греющего газа. Это приводит к тому, что при $S/d>5,0$ значение числа Нуссельта приближается к величине, определяемой для одиночной трубы. В связи с тем, что тепловой поток через стенку теплообменника-газификатора криогенного топлива в основном определяется наружной теплоотдачей (расчеты показывают, что коэффициент теплоотдачи от греющего газа к стенке почти на порядок меньше внутреннего коэффициента теплоотдачи от стенки к криогенному топливу) целесообразно выбирать относительный шаг расположения каналов таким, при котором реализуется максимальное число Нуссельта на наружной поверхности каналов. Учитывая, что на поверхности каналов теплообменники происходит ледообразование величину S/d необходимо выбирать с учетом толщины льда, то есть несколько большей того значения S/d , при котором число Нуссельта на наружной поверхности каналов максимальное.

5.5. Устойчивость процессов, протекающих в теплообменнике-газификаторе криогенного топлива

Из обширной литературы, посвященной исследованию газожидкостных смесей и парообразованию [14, 40, 44, 61] известно, что процесс газификации жидких рабочих тел в системах подачи чаще всего сопровождаются явлениями неустойчивости. Неустойчивость может проявляться в виде пульсационных явлений [14, 47, 69] и в виде апериодических процессов, при этом гидродинамическая характеристика теплообменного элемента имеет неоднозначность, выраженную в появлении участка с ниспадающей веткой характеристики [44, 47]. Пульсационные явления проявляются в колебаниях параметров рабочего тела – расхода, давления, температуры. Наиболее склонны к неустойчивости теплообменники аппараты, в которых основные

физические параметры рабочего тела – плотность, вязкость, теплоемкость изменяются нелинейно в зависимости от температуры. Это свойство характерно для криогенных жидкостей. Необходимо отметить, что по исследованию устойчивости процесса газификации криогенных жидкостей в теплообменных аппаратах литературы вообще нет, есть некоторые упоминания об этом в работе [76]. Поэтому ОАО СНТК им.Н.Д. Кузнецова вынуждены были проводить теоретические и экспериментальные исследования по изучению явления неустойчивости при газификации криогенных топлив в теплообменнике-газификаторе.

Как и в любой физической системе, в которой осуществляется при воздействии внешнего теплоподвода, переход жидкости из одного фазового состояния в другое неустойчивое в теплообменнике-газификаторе можно разделить по характеру поведения параметров рабочего тела и всей системы на:

- апериодические, когда изменение параметров рабочего тела по всей системе доходят до нерабочего состояния.
- колебательные, когда происходит периодическое изменение во времени параметров рабочего тела или всей системы.

Рассмотрим, при каких условиях проявляется апериодическая неустойчивость. Наиболее близкие к криогенным топливам теоретические проработки апериодической неустойчивости проведены в работе Морозова А.А., Герлиги П.А. [47]. Однако представленные в этих работах математические модели не полностью удовлетворяли требованиям криогенных топлив. Поэтому было проведено теоретическое исследование влияния нелинейного изменения плотности и вязкости криогенных жидкостей на устойчивость работы теплообменного аппарата в системе подачи авиационного ГТД в докритической, околокритической и сверхкритической областях давления. Показано, что дроссельная характеристика теплообменника, кроме обычной монотонно возрастающей с увеличением расхода ветви, в некоторых случаях имеет также ветвь, на которой потери давления уменьшаются с ростом расхода рабочего тела. Работа сети на этой падающей ветви неустойчива. Неустойчивая работа сети может возникнуть не только из-за увеличения вязкости, но из-за резкого падения плотности при подогреве теплоносителя.

При исследовании теплообменника, предназначенного для газификации водорода, необходимо иметь в виду, что при работе авиационного ГТД на режиме от малого газа до взлетного, водород может находиться в

докритической, около критической и сверхкритической областях, претерпевая при этом резкое изменение теплофизических параметров с изменением температуры. Поэтому представляет интерес рассмотреть вопрос об устойчивости течения теплоносителя, плотность и вязкость которого резко меняются с изменением температуры.

Рассмотрим движение по цилиндрическому каналу подогреваемой жидкости с параметрами, близкими к критическим. Будем считать, что потери давления значительно меньше абсолютного уровня давления то есть что процесс идет практически при постоянном давлении. В закритической области плотность изменяется обратно пропорционально температуре. В области, близкой к критической точке, где справедливо уравнение Ван-дер-Ваальса, в ограниченном интервале температур можно приближенно считать, что плотность обратно пропорциональна некоторой (большей чем первая) степени от температуры, то есть

$$\rho / \rho_0 = (T_0 / T)^{n1} \quad (5.5.1)$$

Аналогичное предположение можно сделать о зависимости вязкости от температуры

$$\mu / \mu_0 = (T_0 / T)^{n2} \quad (5.5.2)$$

Уравнение количества движения для подогреваемого газа имеет вид

$$-\frac{d}{dx}(P + \rho w^2) = C Re^{-m} \frac{\rho w^2}{2} \frac{1}{dz}, \text{ где} \quad (5.5.3)$$

C и m - константы, зависящие от режима течения газа, для ламинарного режима течения $C=64$, $m=1$, для турбулентного $C=0,3164$, $m=0,25$.

После подстановки значения критерия Рейнольдса и зависимостей (5.5.1) и (5.5.2) уравнение (5.5.3) может быть записано в виде

$$-\frac{d}{d(x/l)} \left[A\rho + G^2 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{n1} \right] = \left(\frac{T}{T_0} \right)^n G^{2-m} B \quad (5.5.4)$$

$$\text{где } A = \rho_0 g^2 F^2; \quad B = \frac{C}{2} \left(\frac{\mu_0 g F}{dz} \right)^m \frac{1}{dz}; \quad n = n_1 m n_2.$$

Отношение температур T/T_0 можно найти в результате решения уравнения баланса тепла, отданного стенкой и полученного газом

$$\frac{T}{T_0} = 1 + \frac{2\pi \cdot l}{GC_p T_0} \int_0^{x/2} g d\left(\frac{x}{l}\right).$$

Теплоемкость газа принята постоянной. Если тепло подводится по длине канала по закону $q=\text{const}$, то

$$T/T_0 = 1 + \theta \frac{x}{l} \quad (5.5.5)$$

Используя зависимость (5.5.5), уравнение (5.5.4) примет вид

$$-Adp = B \left(1 + \theta \frac{x}{l}\right)^n G^{2-m} d \frac{x}{l} + G^2 d \left(1 + \theta \frac{x}{l}\right)^{n1} \quad (5.5.6)$$

В результате интегрирования обеих частей уравнения (5.5.6) получается выражение для дроссельной характеристики канала с подводом тепла

$$A\Delta P = \frac{BG^{3-m}}{N(n+1)} \left[\left(1 + \frac{N}{G}\right)^{n+1} - 1 \right] + G^2 \left[\left(1 + \frac{N}{G}\right)^{n1} - 1 \right] \quad (5.5.7)$$

где $N = \frac{2\pi r l q}{C_p T_0}$ или $A\Delta P = \left\{ \frac{\xi_n}{2\theta} \frac{1}{n+1} [(1+\theta)^{n+1} - 1] + [(1+\theta)^{n1} - 1] \right\} G^2$.

Анализ формулы (5.5.7) показывает, что при значении n_1 существенно большем единицы, дроссельная характеристика имеет вид кривой с минимумом. Крутизна левой ветки характеристики и положение точки минимума зависят от характера течения m , темпа изменения плотности n_1 и изменения вязкости n_2 , по температуре и коэффициенту сопротивления трения, подсчитанного по параметрам входа ξ_n . На рис. 5.5.1 приведено семейство кривых зависимости потерь давления в канале от расхода протекающей жидкости.

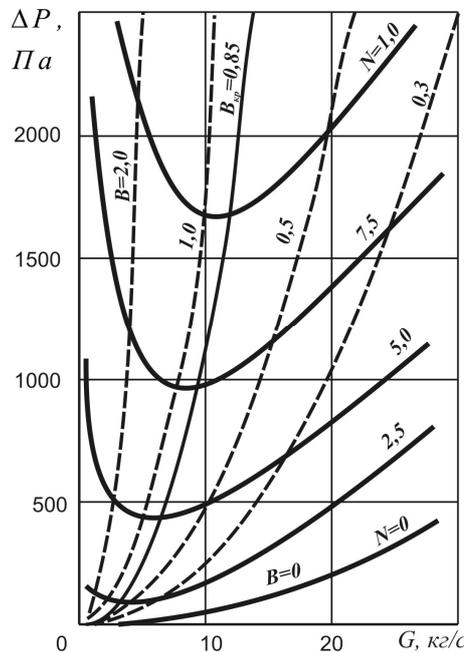


Рис. 5.5.1. Зависимость потерь давления в канале от расхода теплоносителя при $m = 1, n_1 = 4, n_2 = 1, \xi_0 = 1$

Кривые построены для ряда значения N , что соответствует разным

значениям энтальпии жидкости перед каналом и разным количеством тепла, подведенного в канал. Как видно из графика, при фиксированных значениях m , n_1 , n_2 , ξ_0 точки минимумов всех кривых лежат на линии постоянного значения θ . Эту величину относительного подогрева можно назвать критической. Подогревы меньше критического соответствуют правой возрастающей (с увеличением расхода) ветви дроссельной характеристики; подогревы больше критического, - левой ниспадающей ветви. Значение критического подогрева можно найти из условия равенства нулю

производной $\frac{(\partial \Delta P)}{\partial G} = 0$

$$\frac{\partial \Delta P}{\partial G} = \frac{3 - mB}{n + 1N} G^{2-m} \left[\left(1 + \frac{N}{G} \right)^{n+1} - 1 \right] -$$

$$BG^{1-m} \left(1 + \frac{N}{G} \right)^n + 2G \left[\left(1 + \frac{N}{G} \right)^{n_1} - 1 \right] - Nn_1 \left(1 + \frac{N}{G} \right) = 0$$

(5.5.8)

Если ввести параметр $U = \frac{\frac{\xi_0}{2}(1+\theta)^n + n_1\theta(1+\theta)^{n_1-1}}{\frac{3-m}{n+1} \frac{\xi_0}{2} \frac{1}{\theta} \left[(1+\theta)^{n+1} - 1 \right] + 2 \left[(1+\theta)^{n_1} - 1 \right]}$, то

очевидно, что при $U < 1$ значение производной $\frac{(\partial \Delta P)}{\partial G}$ больше нуля, и течение газа будет устойчиво. Следовательно, параметр U может быть использован как критерий устойчивости течения.

Рассмотрим влияние различных факторов на величину критического подогрева. На рис. 5.5.2 показана зависимость критического подогрева от показателя степени n_1 , при фиксированных значениях показателей степени m , n_2 и коэффициента потерь ξ_0 .

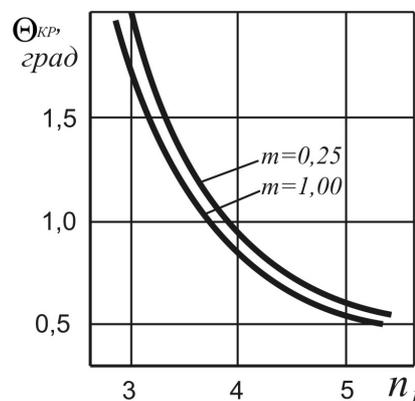


Рис. 5.5.2. Зависимость критического подогрева от показателя степени n_1 при $n_2 = 1$ и $\xi_0 = 1$

Область, расположенная левее граничной кривой, является областью устойчивой работы. При турбулентном режиме допускаются большие подогревы, чем при ламинарном течении, а область устойчивой работы шире.

В общем виде уравнение (5.5.4) можно решить только для случая равномерного подвода тепла по длине канала. При других законах подвода тепла решение удастся получить только при целых значениях показателя n .

Результаты анализа влияния закона подвода тепла к рабочему телу на величину критического подогрева приведены в табл. 5.5.1.

Из табл. 5.5.1 видно, что при постоянном увеличении потока по длине канала $q=q_0(x/l)$ можно допустить больший подогрев, чем в случае других рассмотренных законов подвода тепла. При бесконечно большом подогреве значение критерия устойчивости достигает максимальной величины $U_{\max} = \lim_{\infty} U = n_1 / 2$.

Таблица 5.5.1.

Закон подвода тепла	Критический подогрев		
	$n_1 = 3$	$n_1 = 4$	$n_1 = 5$
Возрастающий $q = q_0 x / l$	1,92	0,94	0,623
Постоянный $q = const$	1,73	0,83	0,550
Синусоидальный $q = q_0 \sin(\pi x / l)$	1,68	0,80	0,526
Убывающий $q = q_0 (1 - x / l)$	1,57	0,72	0,476

В связи с тем, что при больших подогревах определяющим в выражении потерь давления является член, зависящий от изменения количества движения, выражение U_{\max} одинаково для всех законов подвода тепла. Следовательно, если $n_1 < 2$ любой подогрев теплоносителя в канале не должен вызвать неустойчивость течения.

На рис. 5.5.3, где приведена зависимость плотности водорода от давления и температуры, выделена область, внутри которой значение показателя степени n_1 , больше двух.

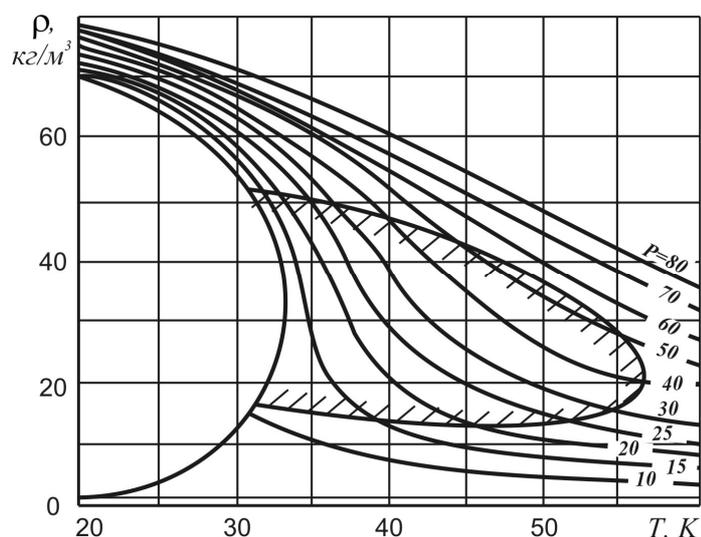


Рис. 5.5.3. Зона возможного возникновения неустойчивости при подогреве водорода

Если параметры нагреваемого рабочего тела, изменяясь по длине канала, не проходят через эту область, то течение должно быть устойчивым.

Таким образом, зная параметры, на которые необходимо рассчитать теплообменник, для ответа на вопрос об устойчивости, достаточно определить величину критерия U . Для построения полной дроссельной характеристики необходимо провести расчет по формуле (5.5.7), принимая при каждом значении расхода среднее для интервала температур входа и выхода значения величин n_1 и n_2 . Текущие значения показателей степеней могут быть найдены дифференцированием выражений (5.5.1) и (5.5.2)

$$n_1 = \frac{d\gamma}{dT} \frac{T}{\gamma}, \quad n_2 = \frac{d\mu}{dT} \frac{T}{\mu}.$$

В качестве примера на рис. 5.5.4 приведена дроссельная характеристика теплообменника, в котором рабочим телом является водород. Как видно из графика, при низких давлениях дроссельная характеристика имеет ниспадающий участок.

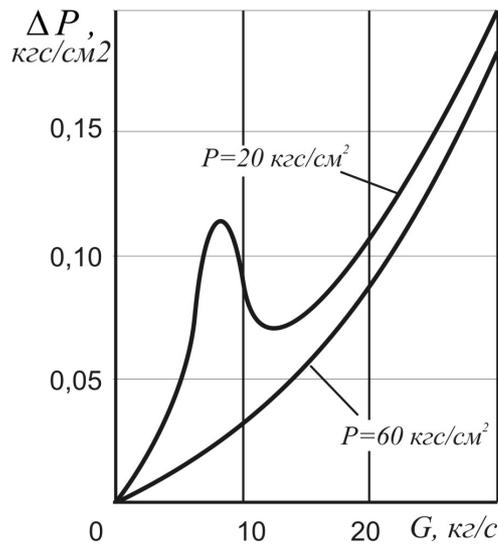


Рис. 5.5.4

При больших давлениях дроссельная характеристика имеет вид монотонно возрастающей кривой. Таким образом, установили, что при определенных условиях в каналах теплообменника, предназначенного для газификации водорода, возможно возникновение неустойчивого течения, что нежелательно с точки зрения надежной работы теплообменника и системы в целом. Для предотвращения неустойчивости необходимо выяснить основные факторы, влияющие на устойчивость, и предусмотреть в конструкции мероприятия, препятствующие зарождению и развитию неустойчивости.

Следуя работе [47], представим гидравлическую сеть теплообменника, магистралей до камеры сгорания и форсунок камеры сгорания в виде двух шайб Ш-1 и Ш-2 (рис. 5.5.5).

На шайбе Ш1 сосредоточено сопротивление теплообменника по жидкости, на шайбе Ш2 - по газовой линии, сопротивление на выходе из теплообменника, трубопроводов, коллектора и форсунок камеры сгорания. Для облегчения анализа качественной картины процессов в канале положим, что падение давления происходит только на входной и выходной шайбах, и тепловой поток к рабочему телу постоянен по длине канала и во времени.

В зависимости от соотношения гидравлических сопротивлений $\Delta P_{Ш1}$ и $\Delta P_{Ш2}$ возможны два случая развития колебательного процесса. При $\Delta P_{Ш1} < \Delta P_{Ш2}$ случайное отклонение расхода водорода от номинального ($-\Delta G$) приводит к колебаниям расхода с возрастающей амплитудой (см. рис. 5.5.5,а).

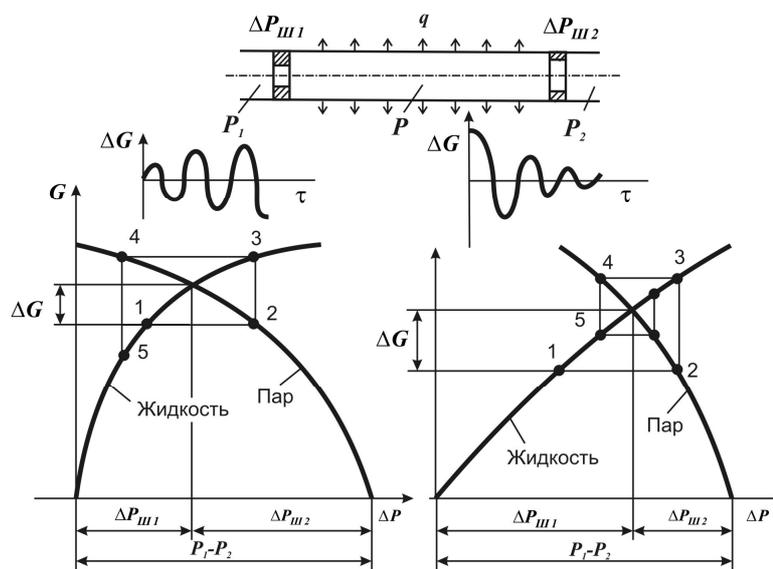


Рис. 5.5.5. Иллюстрация к объяснению возникновения гидравлической неустойчивости в каналах теплообменника: $\Delta P_{ш1} < \Delta P_{ш2}$; $\Delta P_{ш1} > \Delta P_{ш2}$

Второй случай, соответствующий $\Delta P_{ш1} > \Delta P_{ш2}$ представлен на рис. 5.5.5,б. Видно, что случайное изменение расхода в течение времени демпфируется, процесс идет с уменьшением амплитуды пульсаций расхода и давления.

Таким образом, при проектировании теплообменника важно правильно выбрать перепад давления на шайбе Ш-1 на входе в теплообменник. Перепад давления должен быть достаточно большим, но не перегружать ТНА по напору. Перепад давления от входа в теплообменник до камеры сгорания составляет $\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{ш-1} + \Delta P_{ш-2}$. Перепад давления на первой шайбе

$$\Delta P_{ш1} = P_1 - P = \xi_{вх} \frac{G_{ж}^2}{2gF_2 j(i_{вых})}. \quad (5.5.9)$$

Перепад давления на второй шайбе

$$\Delta P_{ш2} = P_1 - P_2 = \xi \frac{G_2^2}{2gF_2 j(i_{вых})} \quad (5.5.10)$$

Энтальпия $i_{вых}$ в свою очередь, зависит от расхода. При постоянном тепловом потоке, известной поверхности теплообмена и постоянной энтальпии на входе из уравнения энергии для стационарного процесса можно получить

$$i_{вых} = i_{вх} + \frac{qF_{ТО}}{G} \quad (5.5.11)$$

Из выражений (5.5.10) и (5.5.11) видно, что увеличение расхода приводит одновременно к росту и числителя, и знаменателя в выражении

(5.5.10). Как было показано ранее, увеличение плотности рабочего тела может быть таким интенсивным, что с увеличением расхода перепад начнет уменьшаться. При малом ΔP_{III-1} может уменьшиться и суммарное сопротивление канала, то есть гидравлическая характеристика канала будет иметь участок с отрицательной производной $d\Delta P/dG$, и в системе разовьется аperiodическая неустойчивость [47]. Производная от перепада давления по расходу имеет вид

$$\frac{d\Delta P}{dG} = \frac{2}{G} \left[\Delta P_{III1} + \Delta P_{III2} \left(1 + \frac{1}{2} \frac{i_{\text{вблх}} - i_{\text{вх}}}{j_{\text{вблх}}} \frac{d\rho}{di_{\text{вблх}}} \right) \right] \quad (5.5.12)$$

Производная $(d\rho/di_{\text{вблх}})$ имеет отрицательный знак, и при достаточно малой энтальпии на входе второе слагаемое в квадратных скобках становится отрицательным, то есть появляется вероятность возникновения аperiodической неустойчивости при малом ΔP_{III1} и большом ΔP_{III2} . Условие устойчивости процесса может быть представлено в виде $d\Delta P/dG > 0$ или после преобразования $\Delta P_{III1} > \Delta P_{III2} \left(\frac{1}{2} \frac{i_{\text{вблх}} - i_{\text{вх}}}{j_{\text{вблх}}} \frac{d\rho}{di_{\text{вблх}}} \right)$.

В качестве примера на рис. 5.5.6 показано изменение параметра $d\rho/di_{\text{вблх}}$ для теплообменника двигателя НК-88 на взлетном режиме.

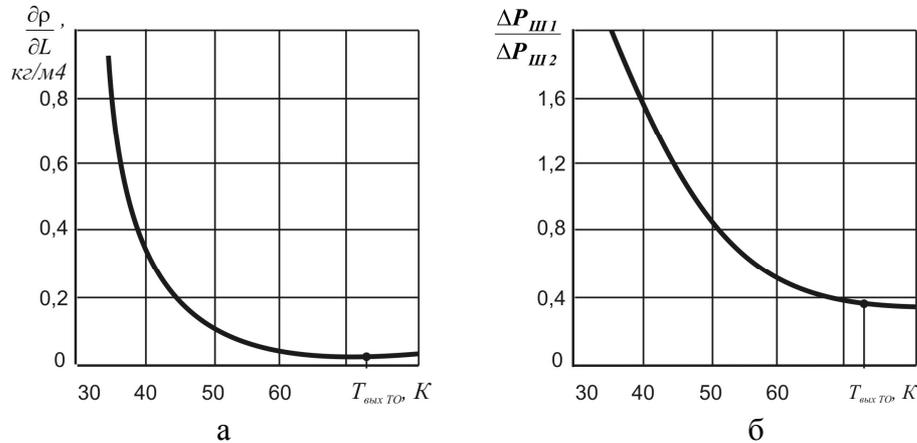


Рис. 5.5.6. Иллюстрации к выбору величины подогрева водорода и перепада давления на шайбах теплообменника

Видно, что на этом режиме должен обеспечиваться подогрев водорода в теплообменнике не менее 50 К, так как начиная с температуры $T_{\text{вблх}}^* > 70\text{К}$ параметр $d\rho/di_{\text{вблх}}$, влияющий на устойчивость, изменяется незначительно, приближаясь к своей минимальной величине. Точно также как и для водорода была рассчитана граница неустойчивости и для СПГ (рис. 5.5.7).

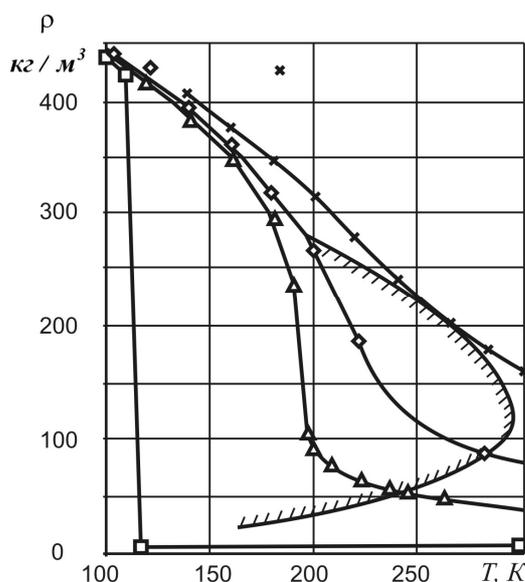


Рис. 5.5.7. Зона возможной неустойчивости при газификации метана: \square - $P = 1 \text{ кгс/см}^2$; \blacktriangle - $P = 50 \text{ кгс/см}^2$; \blacklozenge - $P = 100 \text{ кгс/см}^2$; \ast - $P = 200 \text{ кгс/см}^2$; $n=2$

Как видно из рис. 5.5.6 и 5.5.7 аperiodическая неустойчивость в околокритической области параметров криогенных топлив является физической реальностью и зависит от протекания термодинамического процесса в теплообменнике. Приведенная модель объясняет возможность возникновения аperiodической неустойчивости теплообменника при околокритических давлениях криогенных топлив. Из нее следует, что для борьбы с данным видом неустойчивости необходимо уже на стадии проектирования придерживаться следующих рекомендаций:

- по возможности избегать термодинамического процесса изменения плотности в зоне, где показатель $n_l \geq 2$;
- если невозможно обойти зону с $n_l \geq 2$, то необходимо тщательно подбирать местные гидравлические сопротивления, чтобы выпрямить наиболее опасный участок гидродинамической характеристики в рабочем диапазоне расходов. Для этого могут применяться не только дросселирующие шайбы, но и другие виды местных гидравлических сопротивлений;
- конструкцию теплообменника выполнять так, чтобы каждый из его элементов (входное, выходное устройство и парогенерирующий канал) в рабочем диапазоне расходов по возможности не имел ниспадающей ветки гидродинамической характеристики, то есть необходима отстройка элементов теплообменника от неустойчивости по расходу криогенного

топлива.

Используя эти рекомендации, теплообменники для двигателей НК-88 и НК-89 были спроектированы так, что аperiodическая неустойчивость при работе на жидком водороде и СПГ отсутствовала. Наиболее сложным явлением является проявление колебательной неустойчивости в системе топливопитания криогенным топливом при наличии в ней теплообменника-газификатора. Реальное описание этого вида неустойчивости осложнено тем, что, в самой системе топливопитания имеются дополнительные элементы, также вызывающие в определенных областях работы неустойчивости. К элементам, вызывающим неустойчивость необходимо отнести агрегаты системы регулирования. Система регулирования двигателя вызывает колебания параметров, как криогенного топлива, так и двигателя, если не согласованы между собой обратные связи и времена запаздывания агрегатов системы регулирования. Кроме того, на этот вид неустойчивости может влиять и камера сгорания и турбонасосный агрегат.

Вот некоторые рекомендации, полученные в результате экспериментальных исследований (не полных) системы топливопитания с теплообменником-газификатором. При испытании двигателя НК-88 с выбранной системой топливопитания и регулирования было обнаружено, что перед и за теплообменником имеются пульсации давления с изменяющимися частотами колебания и амплитудами в зависимости от относительного давления на входе (рис. 5.5.8, 5.5.9).

Относительное давление есть отношение давления криогенного топлива на входе в теплообменник к критическому давлению $\bar{P}_{ДТО} = P_{ДТО} / P_{кр}$.

Из рисунков видно, что при приближении давления до теплообменника к величине критического давления частота колебаний падает, а амплитуда растет. В начальной стадии изучения этого явления казалось достаточным для отстройки от пульсаций давления увеличить сопротивление канала по жидкой линии путем установки перед теплообменником дроссельной шайбы.

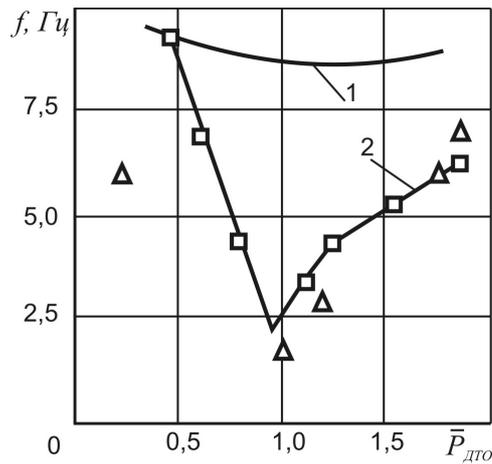


Рис. 5.5.8. Зависимость частоты колебаний давления водорода в теплообменнике-газификаторе от относительного давления на его входе: 1 – по статье (75); 2 – по эксперименту; \square - расчёт; \blacktriangle - эксперимент, (f – частота, Гц; $P_{до.ТО}$ - давление до теплообменника; $P_{кр}$ - критическое давление)

Было решено воспользоваться критерием Петрова [14] $\Pi = \Delta P_{ж} / \Delta P_{II}$, где $\Delta P_{ж}$ - суммарный перепад давлений на участке системы топливопитания, где течет жидкое криогенное топливо, ΔP_{II} - перепад давлений на парожидкостном участке системы топливопитания.

Для различных теплообменных аппаратов, используемых в энергетических установках, величина Π может меняться в широких пределах от 0,01 до 10. Поэтому были проведены эксперименты с несколькими дросселирующими устройствами, то есть с разными величинами Π от 2 до 6, которые показали, что постановка дросселя на жидкостной линии перед теплообменником не влияет на величину и характер пульсаций давления.

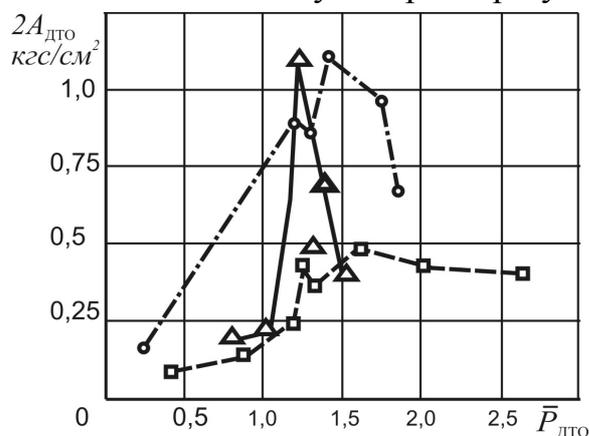


Рис. 5.5.9. Зависимость амплитуды пульсации давления водорода на входе в теплообменник-газификатор от входного относительного давления: \circ - без Ш., \blacktriangle - Ш.010, \square - Ш.8,5

Эксперименты показали, что колебания давления на входе в теплообменник являются собственными колебаниями, зависящими от объема теплообменника и характера протекающих в нем тепловых явлений. Для объяснения характера изменения частоты и амплитуды колебаний при изменении относительного давления на входе воспользовались работой [84]. В ней приведены расчетные и экспериментальные данные по определению колебаний при межканальной неустойчивости в системе из двух неидентичных каналов. Теплообменники двигателей НК-88 и НК-89 имеют неидентичность и по длине и конфигурации, поэтому математическая модель работы [84] наиболее близка к нашему случаю. Воспользовавшись математической моделью этой работы, было получено выражение для собственных частот колебаний для неидентичных каналов теплообменника:

$$f = \frac{W_{cp,i}}{\sum_{i=1}^n \bar{G}_i L_i}, \quad \text{где } \bar{G}_i = G_i / G_{\Sigma} - \text{относительный расход через } i\text{-ый канал; } G_{\Sigma} -$$

суммарный расход через все каналы; L_i - длина канала; $W_{cp,i}$ - средняя скорость потока в канале.

Расчетный анализ, проведенный с помощью этого выражения, показал хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных на рис. 5.5.8.

При приближении давления в каналах теплообменника к критическому давлению собственная частота колебаний снижается из-за падения скорости течения криогенного топлива. Это происходит из-за того, что увеличивается масса криогенного топлива, находящегося в данный момент в каналах, а увеличение массы связано с ростом теплоемкости топлива вблизи критической точки. В этом случае происходит эффект заполнения каналов фазой, приближенной к жидкости, то есть проявляется "тепловая инерция" фазового превращения. При давлении в теплообменнике больше критического и меньше критического теплоемкость топлива снижается и происходит обратное явление, то есть заполнение каналов фазой, приближающейся к газовому состоянию и "тепловая инерция" снижается. Это достаточно спорное утверждение позволяет объяснить характер изменения частоты колебаний при изменении относительного давления и требует дальнейшего экспериментального подтверждения. При проведении экспериментов по выявлению влияния дросселирования шайбами на входе в теплообменник (шайбы устанавливались во входном трубопроводе) был проведен эксперимент с теплообменником, у которого каналы имели "лунки" для интенсификации теплообмена со стороны газа (рис. 5.5.10, 5.5.11).

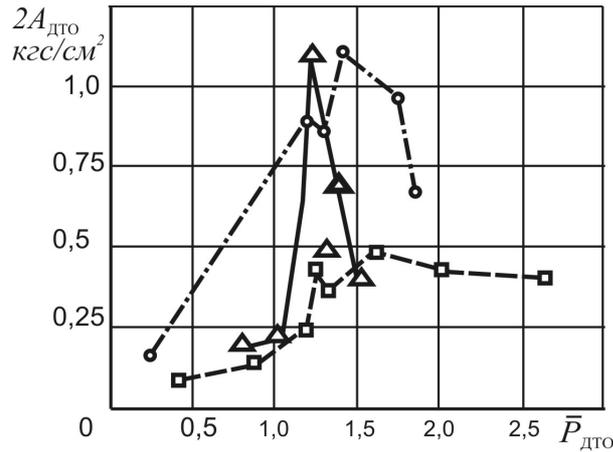


Рис. 5.5.10. Зависимость амплитуды пульсаций давления $2A_{P_{доГО}}$ на входе в теплообменник-газификатор от относительного входного давления: $\bar{P}_{доГО} = P_{доГО} / P_{кр}$; \circ - без шайбы; \triangle - шайба с диаметром 10 мм; Ш.010, \square - шайба с диаметром 8,5 мм

Из представленных экспериментальных зависимостей видно, что дросселирование шайбой по входу в теплообменник с "лунками", то есть переход от шайбы диаметром 10 мм к шайбе диаметром 8,5 мм, дал уменьшение амплитуды колебания давлений на входе в теплообменник и практически не сказался на амплитуде колебаний на выходе из теплообменника.

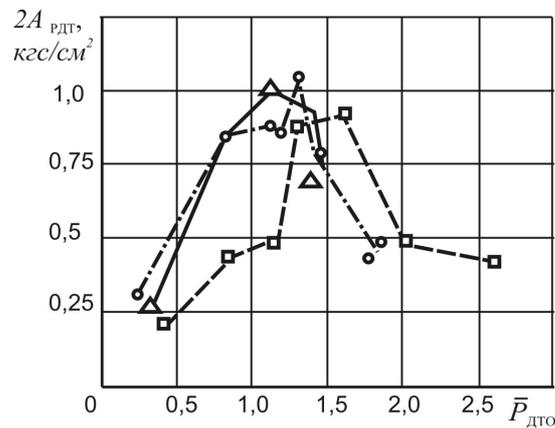


Рис. 5.5.11. Зависимость амплитуды пульсаций давления $2A_{P_{пГО}}$ на выходе из теплообменника-газификатора от относительного входного давления; $\bar{P}_{пГО} = P_{пГО} / P_{кр}$; \circ - без шайбы; \triangle - шайба с диаметром 10 мм; Ш.010, \square - шайба с диаметром 8,5 мм

Учитывая, что интенсификация "лунками" не сказалась на тепловых характеристиках теплообменника и они остались такими же как для

теплообменника без этих интенсификаторов, можно считать, что снижение амплитуды на входе в теплообменник произошло за счет шайбы диаметром 8,5 мм. Таким образом, это обстоятельство практически можно использовать для защиты центробежного насоса ТНА от воздействия на него пульсаций теплообменника и предотвращения возможности появления в насосе срывных явлений, которые могли бы появиться в нем при воздействии амплитуды колебаний давления, сдвигающей рабочую точку насоса на его характеристике в область границы срыва. Основным возмущающий фактор - процесс парообразования в теплообменнике со значительным изменением плотности криогенного топлива, приводящий к пульсациям давления и расхода за счет постановки специально подобранного диаметра дросселирующей шайбы может быть отделён от центробежного насоса ТНА. Возмущения на выходе из теплообменника не сказываются (или практически не сказываются) по опыту доводки двигателей НК-88 и НК-89 на работу двигателей, вероятно потому, что форсунки камеры сгорания являются как бы дросселирующими шайбами.

2. Как уже было отмечено в разделе по исследованию системы регулирования частоты вращения ТНА и системе топливопитания, что существуют на средних и высоких режимах работы двигателя взаимосвязанные автоколебания с частотой 2...3 Гц. Эти автоколебания с большой степенью вероятности являются собственной частотой колебаний контура регулирования. Для исключения возможного влияния собственных колебаний в теплообменнике на работу системы регулирования необходимо, чтобы собственные частоты теплообменника были выше частоты колебаний контура регулирования в некрatное число раз. Если будет кратное число, то возможны всплески амплитуд колебаний расхода и давления через определенные периоды времени, так как сложение колебаний однонаправленной амплитуды вызовет соответствующее её увеличение. При увеличении кратности амплитуды сложения не будет увеличиваться, так как при увеличении частоты колебаний амплитуды пульсаций в теплообменнике падают (см. рис. 5.5.9). Как следует из выражения для собственных частот, можно увеличить собственную частоту колебаний в теплообменнике за счет уменьшения длины парогенерирующих каналов. Но бесконечно уменьшать длину каналов невозможно, так как высокие тепловые потоки в теплообменнике могут привести к тому, что в каналах реализуется пленочное кипение, а это в свою очередь вызовет неустойчивость, механизм которой описан в книге [25].

Второй путь воздействия на частоту колебаний - это увеличение скорости потока в каналах теплообменника, как за счет изменения проходного сечения, так и за счет уменьшения количества каналов. Необходимо отметить, что чрезмерное уменьшение проходного сечения канала приводит к росту гидравлических потерь в нем, что в свою очередь может привести к аperiodической неустойчивости, описанной в начале данного раздела. С этой точки зрения при проектировании необходимо проводить оптимизацию теплообменника по собственной частоте колебаний и по гидравлическому сопротивлению его каналов (то есть от границы колебательной устойчивости работы системы регулирования двигателя, до границы аperiodической устойчивости теплообменника).

Другой путь воздействия на частоту колебания давления и расхода возможен за счет пере пуска части криогенного топлива с входа теплообменника на выход с последующим смещением. При этом уменьшается расход криогенного топлива в каналах теплообменника и увеличивается частота собственных колебаний. Однако, чрезмерное увеличение расхода перепускаемого топлива может привести к тому, выходной трубопровод, в котором происходит смешение может вести себя как парогенерирующий канал и основная частота колебаний расхода и давления будет определяться в основном им. В этом случае собственная частота этого канала будет ниже и она будет оказывать влияние на систему регулирования.

При отработке системы газификации криогенного топлива по устойчивости на основании собственного опыта и литературным источникам были сформулированы технические решения, которые могут повысить устойчивость криогенных топлив в теплообменных аппаратах. Приведенная ниже система технических решений может позволить более быстро подобрать для реализации те решения, которые могут оказаться наиболее приемлемыми в каждом конкретном случае проектирования теплообменников-газификаторов. Все технические решения по использованию энергии для гашения колебаний можно разделить на гасители с помощью энергии потока и гасители с внешним подводом дополнительной энергии и выделить четыре направления:

1. Повышение устойчивости парообразования в фиксированной зоне теплообменного аппарата, то есть устранение колебаний криогенного топлива за счет:

- увеличения гидравлического сопротивления на входе в

парогенерирующий канал и снижение сопротивления на выходе из него;

- подвод или отвод (перепуск) части криогенного топлива по длине канала теплообменника;
- установки промежуточных смесительных коллекторов для параллельных каналов теплообменника;
- тепловой стабилизации при выполнении определенного закона подвода тепла по длине канала;

2. Интенсификация процесса теплообмена при парообразовании за счет:

- разрушения пограничного слоя в каналах теплообменника;
- турбулизаторов потока криогенного топлива;
- изменения площади поверхности теплообмена;
- применение внешних вынужденных колебаний более высоких частот, чем ожидаемая при колебательной неустойчивости при пульсирующей подаче или отборе части криогенного топлива в каналы теплообменника, с помощью резонаторов акустических или ультракоротковолновых, или механических (упругие пластины, сифоны).

3. Рассеивание энергии колебаний в дополнительных устройствах или системах:

- газовых объемах («подушки»);
- упругих элементах (пластины, диафрагмы, витые ленты, пружины, демпфирующие поршни);
- инерционные гасители пульсаций (подбор дросселирующих шайб);
- демпферы вязкого трения.

5. Регулирование процесса теплообмена на переходных режимах работы двигателя и при малом запасе устойчивости на стационарных режимах за счет:

- расхода криогенного топлива;
- перепада давления или температуры на участках теплообменного аппарата;
- изменения тепловой нагрузки;
- изменения паросодержания на входе или выходе отдельных участков парогенерирующего канала.

Это многообразие способов повышения устойчивости работы теплообменного аппарата позволяет проектировщику этих аппаратов в

зависимости от конкретных условий работы, габаритно-весовых характеристик, расположения аппаратов выбрать приемлемые решения для осуществления их в конструкции и последующего исследования в диапазоне работы двигателя.

Практическими рекомендациями при проектировании теплообменных аппаратов по отстройке их от процессом колебательной устойчивости могут быть следующие положения.

Перед началом проектирования теплообменника расчетным путем или по известным экспериментальным данным для выбранного прототипа двигателя (близкого по своим параметрам и схеме к проектируемому) определяется собственная частота колебаний в системе регулирования двигателя. По этой частоте выбирается потребная частота собственных колебаний давления и расхода в теплообменнике, которая в 1,5 и более раз должна превышать определенную выше частоту системы регулирования. Далее выполняется проектный расчет теплообменного аппарата и выбирается его геометрия. Делается проверочный расчет выбранной геометрии на частоту собственных колебаний давления и расхода, а также расчет на возможную границу апериодической неустойчивости во всем эксплуатационном диапазоне расходов криогенного топлива. При этом, естественно, в этом диапазоне граница апериодической неустойчивости не должна достигаться. В случае неудовлетворительных результатов в одном из этих двух расчетов геометрия теплообменника изменяется и цикл расчетов повторяется. Так, при несоблюдении условий по частоте собственных колебаний $f_{TO} > f_{cap}$, изменяя геометрию теплообменника, увеличивают скорость криогенного топлива в парогенерирующих каналах. При несоблюдении условий по апериодической устойчивости, наоборот, снижают скорость криогенного топлива в каналах, то есть уменьшают потери давления в них, а значит, отстраиваются от ниспадающей ветки гидродинамической характеристики в сторону меньших расходов. Все вышеприведенные расчеты выполняются совместно с оптимизацией (для конкретного двигателя) теплообменника-газификатора с точки зрения габаритно-весовых и теплогидравлических характеристик.

5.6. Экспериментальные исследования теплообменника-газификатора

Разработанный по вышеприведенным методикам теплообменник-газификатор жидкого водорода был исследован на экспериментальном

стенде и в составе двигателя с изолированным подводом жидкого водорода от стендового ТНА и в составе пневмо-гидравлической системы двигателя.

Целью исследования являлось.

- получение экспериментальных тепловых и гидравлических характеристик теплообменника во всем рабочем диапазоне работы двигателя НК-88 в земных условиях и сравнение их с расчетными зависимостями;
- проверка наличия и характера ледообразования на тепловоспринимающей поверхности теплообменника;
- определение влияния теплообменника на акустическую характеристику струи выходящих из двигателя газов;
- определение динамических свойств теплообменника.

Результаты проведенных экспериментов представлены на рис. 5.6.1, в которых показаны тепловая и гидравлическая характеристики теплообменника, полученные экспериментально в составе двигателя и в сравнении с расчетными данными.

Расчетные зависимости нанесены сплошной и пунктирными линиями, экспериментальные - точками. Как видно из рис. 5.6.1 гидравлическая и тепловая характеристика снятые по расходу водорода на экспериментальном стенде и при изолированной подаче водорода к теплообменнику на двигателе, а так же аналогичные характеристики, отнесенные к тяге двигателя НК-88 при работе теплообменника в составе ПГСХ двигателя, имеют хорошее (не хуже 1,5...2,5 %) совпадение с расчетными.

В процессе исследования визуально и с помощью кинофотосъемки фиксировалось образование льда на наружной поверхности теплообменника. Установлено, что в районе подвода водорода к коллектору на наружной поверхности трубок и коллектора образуется слой льда толщиной не более 1,0 мм на дуге $\sim 90^\circ$ на режиме малого газа и $45-55^\circ$ на номинальном режиме.

Таким образом даже при температуре омывающего теплообменник газа $400...500^\circ\text{C}$ образуется тонкий слой льда, который, как показывает сравнение экспериментальных и расчетных тепловых характеристик не повлиял на режимы работы теплообменника.

При этих исследованиях проводились также измерения пульсаций давления в сопле двигателя НК-88 до и после теплообменника. Уровень пульсаций давления за теплообменником при всех изменениях режима работы двигателя от малого газа до номинального не превышал уровня "белого шума". Были сняты акустические характеристики выхлопной струи

газов двигателя при установленном теплообменнике и без него.

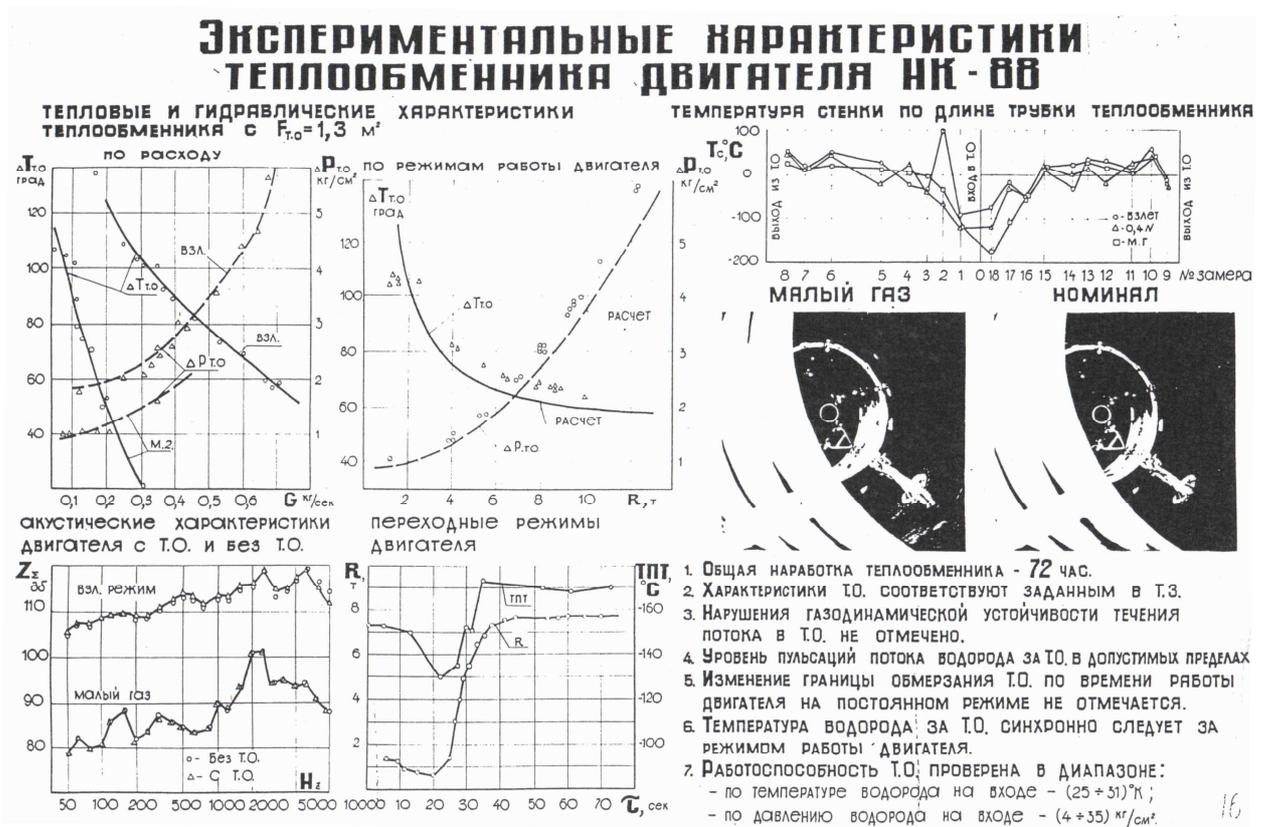


Рис. 5.6.1. Экспериментальные характеристики теплообменника двигателя НК-88

Из рис. 5.6.1 видно, что уровень шума во всем диапазоне частот при работе двигателя на малом газе и номинальном режиме при наличии теплообменника остается таким же, как и без теплообменника. Об исследовании динамических свойств теплообменника в системе топливопитания было сказано в предыдущем разделе. Необходимо добавить, что инерционность теплообменника-газификатора вызвала опасения, что требования ТЗ на двигатель по времени приемистости двигателя не будут выполнены. Поэтому были проведены испытания двигателя НК-88 при пробе приемистости с фиксацией изменения тяги двигателя и температуры водорода за теплообменником по времени. Как видно из рис. 5.6.1, где представлен график изменения тяги и температуры за теплообменником по времени, теплообменник хорошо воспринимает изменения окружающей температуры и запаздывание по времени не превышает 0,3...0,4 с. Таким образом, несмотря на то, что инерционность теплообменника-газификатора существенно сказывается на динамику системы регулирования, на

приемистость двигателя это влияние оказалось несущественным. Кроме того было проведено тензометрирование теплообменника и определены переменные напряжения в различных местах теплообменных трубок, коллекторов и магистральных труб во всем диапазоне работы двигателя на земле. Испытания проводились как на заполненном теплообменнике, так как при течении в нем водорода или СПГ, так и при пустом теплообменнике, то есть при работе двигателя на керосине, когда теплообменник не заполнен. Во всех случаях испытаний переменные напряжения не превышали $1,5 \text{ кгс/мм}^2$ и резонансных явлений на элементах теплообменника не обнаружено. Все это говорит о том, что конструкция трубчатого теплообменника является приемлемой и рациональной для газификации криогенных топлив.

6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ НК-88

6.1. Методика экспериментальных исследований динамических характеристик САР двигателя

Теоретическое исследование динамических характеристик систем топливопитания и регулирования сложных технических объектов, каким является САР двигателя НК-88, представляет определённые трудности, связанные с разработкой адекватных математических моделей и подбором программных средств. Поэтому часто прибегают вначале к экспериментальным исследованиям и созданию полуэмпирических моделей, на основе которых можно провести анализ динамических характеристик систем.

В практике эксплуатации сложных САР, в том числе с запаздывающими звеньями, каким является теплообменник-газификатор (ТО) жидкого водорода, зачастую приходится прибегать к каскадному регулированию, когда вводится внутренний контур со статическим регулятором, управляемый внешним, основным контуром (ОК) [7,10, 15, 16, 20]. Введение внутреннего контура с дополнительной регулируемой величиной значительно улучшает качество переходных процессов.

Для ГТД НК-88 разработана гидромеханическая двухконтурная каскадная система регулирования с центробежным криогенным насосом (ЦН), приводимым от воздушной турбины (рис.6.1.1). Воздух для привода турбины отбирается от компрессора ГТД [10].

Внутренний контур САР НК-88 состоит из турбонасосного агрегата (ТНА), воздушного дросселя (ВД) и агрегата регулирования частоты вращения ротора ТНА (АР). Настройка статического регулятора АР осуществляется изодромным регулятором НР-8-2У внешнего, основного контура регулирования ГТД. Регулирование внутреннего контура по частоте вращения ТНА, а не по расходу топлива позволило исключить регулятор расхода криогенного топлива и необходимость замеров криогенных параметров в принципиально новой, не изученной системе.

Расход водорода в разработанной системе определяется частотой вращения ЦН, его характеристикой и сопротивлением топливной магистрали. Положительное качество такой схемы – её функциональная надёжность. В случае срыва насоса имеется возможность восстановления

работы насоса и предотвращения остановки двигателя. Это качество важно для такой пионерной САР.

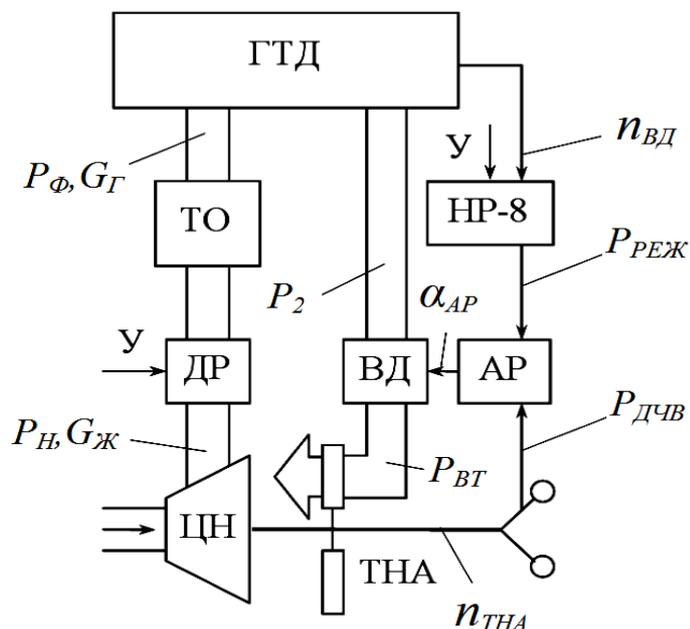


Рис. 6.1.1. Функциональная схема САР двигателя НК-88

С целью определения динамических свойств такой сложной системы и последующей разработки и проверки эффективности корректирующих средств необходимы подробные и точные логарифмические амплитудно-фазовые частотные характеристики (ЛАФЧХ) динамических звеньев и всей системы. Для этого разработан комплекс средств автоматизированного частотного исследования с гармоническим возмущающим воздействием на регулятор основного контура. Регистрация параметров и частотная обработка на основе гармонического анализа с выделением трех гармоник (первой, второй и третьей) производилась на комплексе «Эра-Лотос» [12].

Большинство параметров измеряются и при гармоническом анализе используются непосредственно. Некоторые параметры рассчитываются. В некоторых случаях использованы комплексы, которые позволяют более точно охарактеризовать процесс, или отражают особое качество звена или системы.

Для создания возмущений разработан гидравлический генератор гармонических колебаний давления жидкости с дискретным принципом управления на базе быстродействующих электромагнитных клапанов (рис. 6.1.2) и сменных дроссельных пакетов. Электронный блок управления обеспечил большой диапазон воспроизводимых частот, высокую точность

поддержания заданной частоты, установку требуемой частоты с определенной фазы без переходного процесса.

На рис. 6.1.3 помещены осциллограммы изменения управляющего давления P_M насоса-регулятора $n_{ВД}$ при работе генератора колебаний на различных частотах. Как видно, форма возмущения близка к синусоиде.

Построение ЛАФЧХ звеньев велось по первой гармонике. Динамические исследования двигателя НК-88 проводились также путем анализа установившихся и переходных процессов, автоколебаний основного контура регулирования $n_{ВД}$, внутреннего контура регулирования $n_{ТНА}$, контура топливопитания: «насос–теплообменник–сеть».

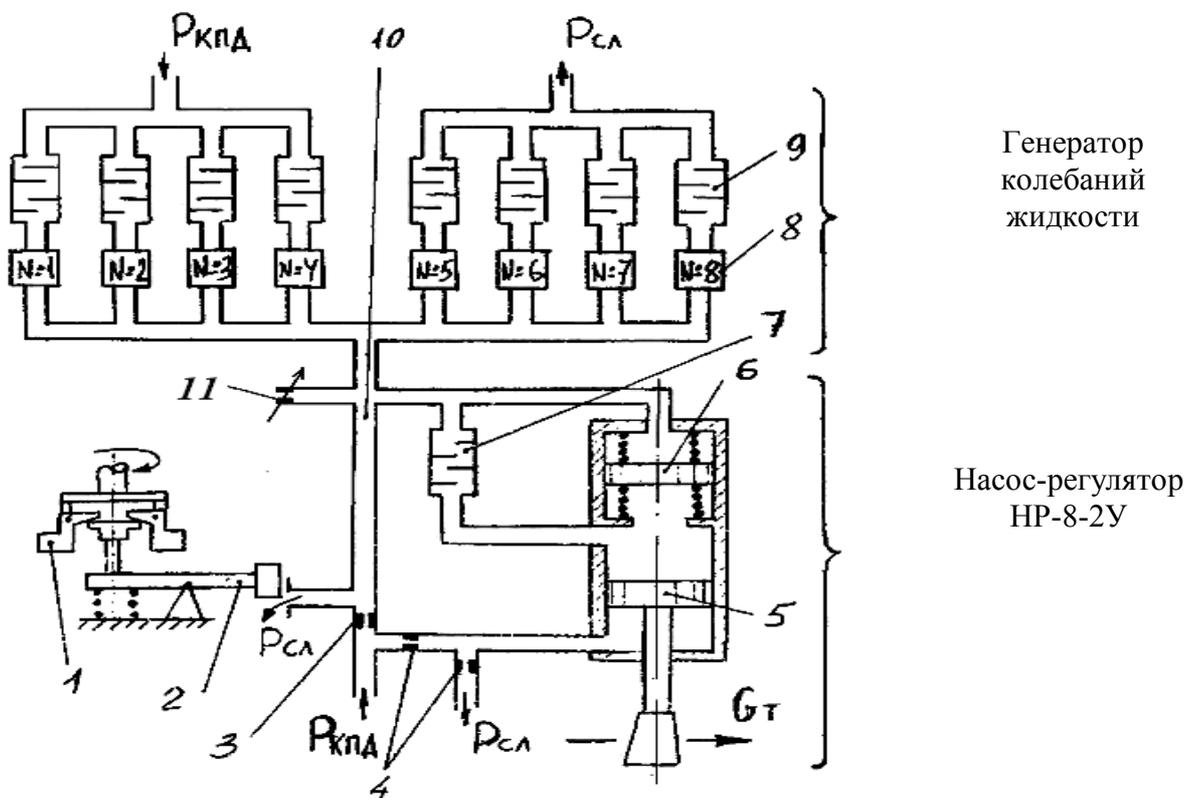


Рис. 6.1.2. Схема подключения генератора колебаний жидкости к насосу-регулятору НР-8-2У: 1 – центробежный тахометр; 2 – маятник; 3 – питающий жиклер; 4 – жиклеры сервомотора; 5 – сервомотор дозирующего крана; 6 – статическая часть; 7 – дроссельный пакет регулятора; 8 – электромагнитный клапан; 9 – дроссельный пакет; 10 – маятниковая полость регулятора; 11 – переменный дроссель

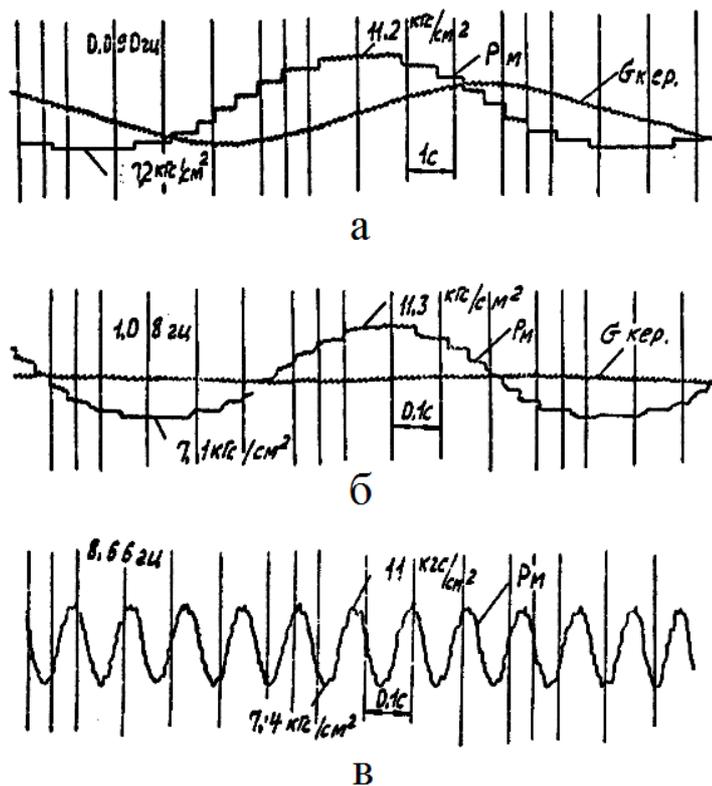


Рис. 6.1.2. Изменение давления P_M при работе генератора колебаний: а – $f = 0,09$ Гц; б – $f = 1,08$ Гц; в – $f = 8,66$ Гц

Предварительно динамика агрегатов и САР исследовалась на натурном стенде с обратной связью по основному контуру. Модельные динамические исследования выполнялись классическими методами теории автоматического управления и моделированием в операционной среде MATLAB-SIMULINK.

6.2. Частотные характеристики САР двигателя НК-88

6.2.1. Частотные характеристики двигателя как объекта регулирования

На рис. 6.2.1 приведены экспериментальные ЛАФЧХ звеньев ГТД по каналам $n_{ВД}$ (регулируемый параметр), $n_{НД}$ и P_2 на некоторых режимах.

Характеристики по каналам $n_{ВД}$ и $n_{НД}$ аппроксимированы последовательным соединением апериодического звена и звена «чистого» запаздывания с передаточными функциями $W(s) = e^{\tau s} / (T_{ВД}s + 1)$ и $W(s) = e^{\tau s} / (T_{НД}s + 1)$, а по каналу P_2 - последовательным соединением апериодического и форсирующего звеньев совместно с звеном «чистого» запаздывания: $W(s) = e^{\tau s} (T_{P_2}s + 1) / (T_{ВД}s + 1)$, где $T_{ВД}$ – постоянная времени

ротора ВД; $T_{НД}$ – постоянная времени ротора НД; T_{P2} – постоянная времени двигателя по давлению за компрессором.

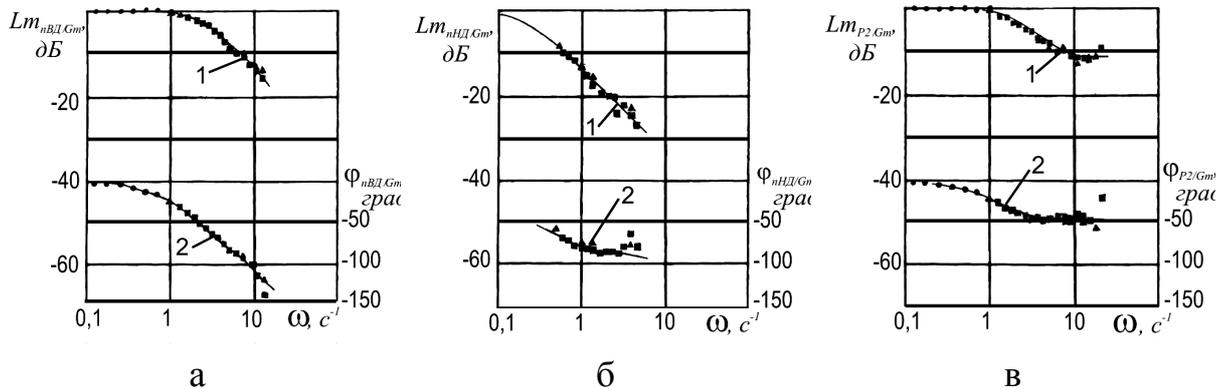


Рис. 6.2.1. Экспериментальные логарифмическая амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики двигателя НК-88 как объекта регулирования: а - по частоте вращения $n_{ВД}$ при $n_{ВД} = 6680$ об/мин; б - по частоте вращения $n_{НД}$ при $n_{ВД} = 4600$ об/мин; в - по давлению P_2 при $n_{ВД} = 6680$ об/мин

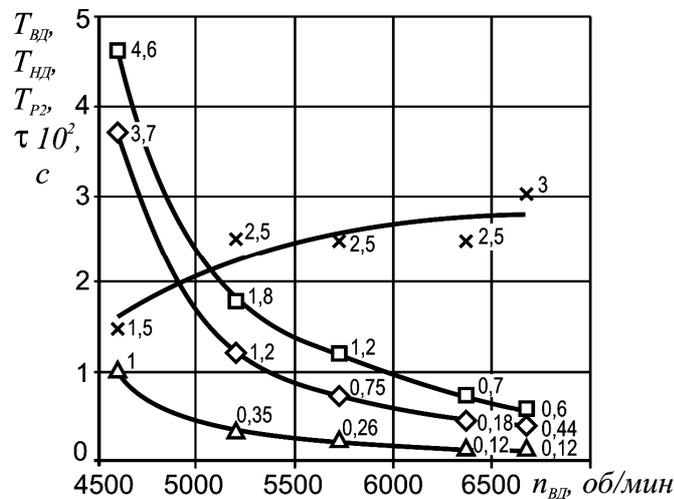


Рис. 6.2.2. Зависимость временных параметров аппроксимирующих типовых звеньев ГТД от частоты вращения ротора ВД: \diamond - $T_{ВД}$; \square - $T_{НД}$; \triangle - T_{P2} ; \times - τ

На рис. 6.2.2 представлены зависимости $T_{ВД}$, $T_{НД}$, T_{P2} и τ от режима работы двигателя. Для всех трех передаточных функций характерно одинаковое значение на соответствующих режимах времени «чистого»

запаздывания τ , а также равенство постоянного времени апериодических звеньев передаточных функций ротора ВД и давления P_2 .

6.2.2. Динамические характеристики теплообменника-газификатора

Теплообменник является основным звеном всей системы, который определяет вследствие запаздывания при газификации криогенного топлива динамические свойства всей системы и их отличие от керосиновых систем авиационных двигателей:

- способствует потере устойчивости и возникновению автоколебаний основного контура регулирования;
- снижает быстродействие основного контура;
- является основным фактором потери устойчивости контура топливопитания «насос–теплообменник–сеть».

Вследствие этого, в процессе доводки двигателя и САР теплообменник чаще других элементов системы подачи топлива подвергался изменениям, направленным на повышение быстродействия за счет уменьшения объема обогреваемых трубок. Для настройки рабочей линии системы топливопитания изменялась величина подогрева, а перепуском части жидкого топлива уменьшалось негативное влияние на устойчивость системы подачи работы в зоне критических параметров водорода. Параметры исследованных теплообменников-газификаторов (ТО) приведены в табл. 6.2.1.

Таблица 6.2.1. Параметры исследованных теплообменников

№ п/п	Диаметр трубок, мм	Кол-во полу-колец	Объем трубок, литр	Площадь, м ²	Величина подогрева, °К		Примечание
					МГ	взлет	
1	25	20	8,8	1,38	130	85	
2	25	18	7,9	1,25	110	70	
3	25	14	6,1	0,97	95	55	перепуск 50% G _T
4	25	12	5,2	0,77	60	35	
5	10	24	1,7	0,68	90	50	
6	10	44	3,1	1,25			
7	3	100	0,6	0,79	110	100	

Логарифмические частотные характеристики некоторых теплообменников приведены на рис. 6.2.3.

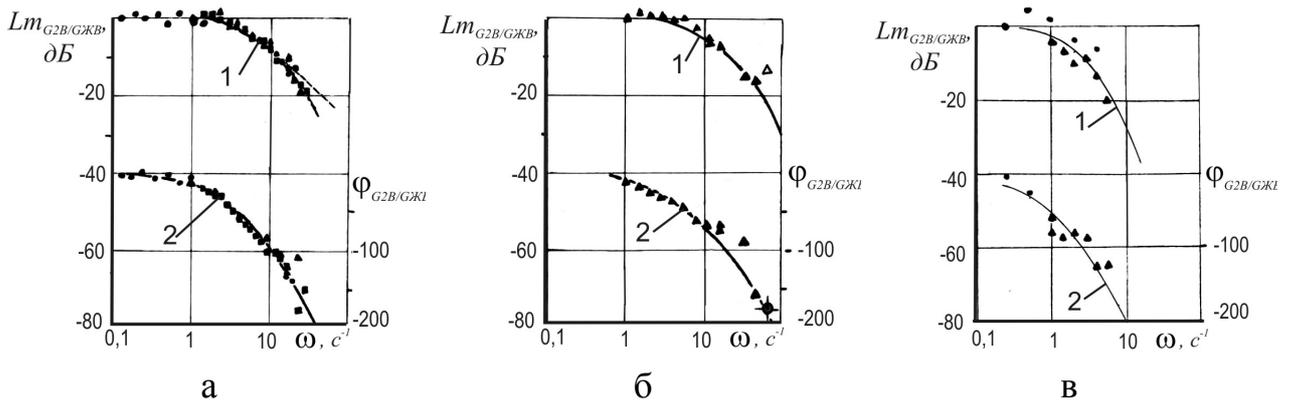


Рис. 6.2.3. Логарифмические амплитудно-частотные (1) и фазочастотные (2) характеристики теплообменников-газификаторов: а - ТО №1 при $n_{ВД}=4560$ об/мин; б - ТО №3 при $n_{ВД}=6650$ об/мин; в - ТО №7 при $n_{ВД}=5220$ об/мин.

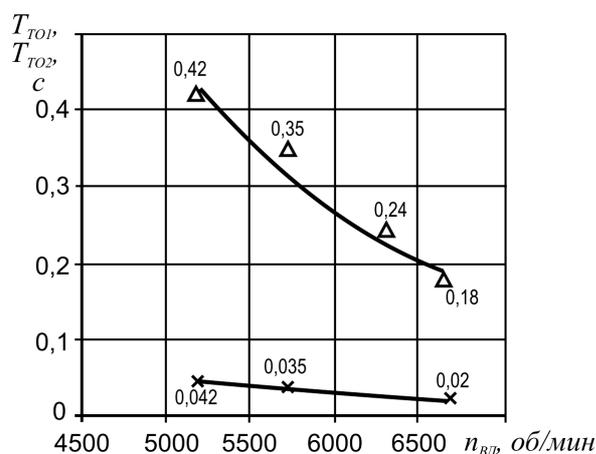
На рис 6.2.3 за входной параметр принят расход жидкого водорода ($G_{ЖВ}$), а за выходной параметр - расход газифицированного водорода ($G_{ГВ}$). Особенностью всех полученных характеристик различных теплообменников, как и представленных, является практически монотонное увеличение крутизны фазовой и амплитудной частотных характеристик с ростом частоты возмущения по $G_{ЖВ}$ вплоть до достигнутых максимальных фазовых сдвигов – минус $180^0 \dots$ минус 200^0 . Экспериментальные частотные характеристики могут быть аппроксимированы двумя различными передаточными функциями. Первая аппроксимирующая передаточная функция представляет собой последовательное соединение аperiodических звеньев, причем три звена имеют одинаковые постоянные времени $T_{2ТО}$ (рис. 6.2.3,а,б,в – сплошные линии)
$$W(s) = \frac{G_{ГВ}(s)}{G_{ЖВ}(s)} = \frac{1}{(T_{1ТО}s + 1)(T_{2ТО}s + 1)^3}.$$

Вторая передаточная функция описывается последовательным соединением звена «чистого» запаздывания и аperiodического звена

$$W(s) = \frac{G_{ГВ}(s)}{G_{ЖВ}(s)} = \frac{e^{\tau s}}{T_{ТО}s + 1}.$$

Полученные передаточные функции можно использовать при синтезе, анализе и моделировании характеристик САР. На рис. 6.2.4 представлены зависимости динамических параметров звеньев ТО №3 от режима ГТД. Как

видно из приведенных динамических характеристик ТО их инерционные свойства одного порядка с аналогичными данными ротора ВД.



6.2.4. Зависимость временных параметров аппроксимирующих типовых звеньев теплообменника №3 от частоты вращения ротора ВД:

6.2.5. Δ - $T_{ТО1}$; \times - $T_{ТО2}$

Важным свойством ТО является частота, при которой фазовое запаздывание составляет 180^0 ($f_{ак}$). Частота $f_{ак}$ характеризует быстродействие системы подачи топлива и близка к частоте колебаний во время переходного процесса при устойчивой системе или к частоте автоколебаний при неустойчивой системе. На рис. 6.2.5 приведена зависимость $f_{ак}$ от режима двигателя для различных ТО при работе на водороде и на СПГ (метане).

При работе двигателя на водороде $f_{ак}$ с большим по объему ТО №3 изменяется от 1,5 Гц на малом газе до 5 Гц на максимальном режиме. С ТО №7, имеющем минимальные объем и диаметр трубок, $f_{ак}$ увеличилась в 4...5 раз и на 0,4 от номинального ($n_{ВД} \approx 5300$ об/мин) составляет 10,2 Гц.

Быстродействие системы подачи при работе на метане уменьшается в 4...5 раз. Это связано с большим весовым заполнением ТО и большим весовым расходом на одинаковых режимах двигателя. При работе на метане с ТО №7 минимального объема собственные частоты системы подачи равны частотам с теплообменником №1 максимального объема при работе на водороде. Частота автоколебаний СП с ТО №6, имеющем трубки диаметром 10 мм, на максимальном режиме при работе на метане достигает всего 2,5 Гц.

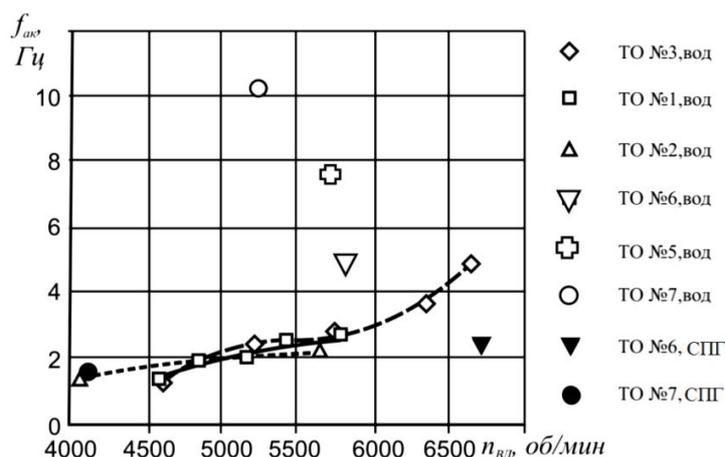


Рис. 6.2.5. Зависимость частоты автоколебаний системы топливопитания от режима работы двигателя с различными теплообменниками

В связи с такими большими запаздываниями в ТО обеспечение устойчивости и желаемого быстродействия САР для ГТД, работающем на сжиженном метане, является более сложной задачей, чем для водородной системы.

6.2.3. Динамические характеристики ТНА

На рис. 6.2.6 приведены напорные характеристики центробежного криогенного насоса с характеристиками сети при различных подогревах водорода и границей кавитационной устойчивости. Особенность характеристик заключается в пологих, практически горизонтальных, характеристиках на низких режимах, что является фактором, способствующем снижению динамической устойчивости системы подачи топлива. Ввиду того, что частоты вращения насоса при переходе на СПГ значительно уменьшаются за счет повышения плотности, то это является дополнительным фактором, снижающим устойчивость системы подачи при работе на СПГ.

Одним из звеньев САР двигателя является ротор ТНА. ЛАФЧХ ротора ТНА для максимального режима по каналу $n_{ТНА}/P_{ВТ}$ приведена на рис. 6.2.7.

Экспериментальная ЛАФЧХ ТНА аппроксимирована передаточной функцией с инерционным и форсирующим звеном $W(s) = (T_{ТНА2}s + 1)/(T_{ТНА1}s + 1)$. Форсирующие свойства ротора ТНА связаны с влиянием запаздывающего влияния сети насоса, т.е. теплообменника-газификатора.

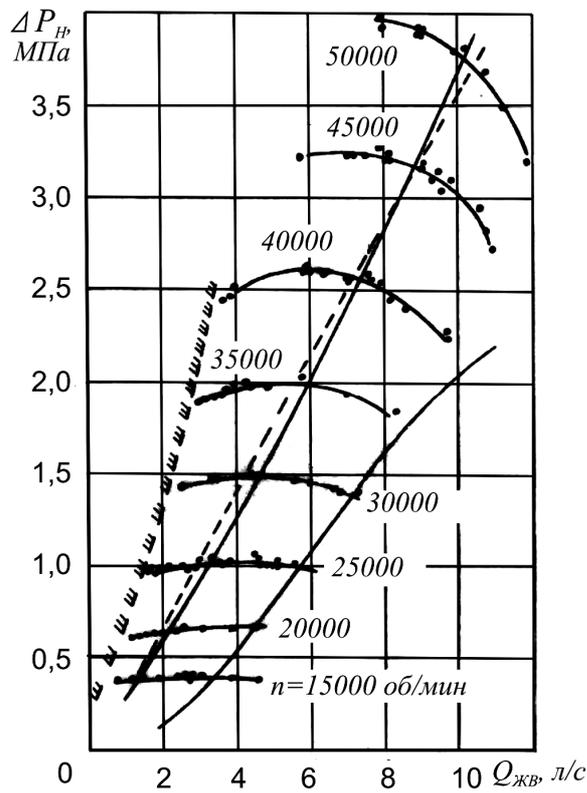


Рис. 6.2.6. Напорные характеристики насоса

На рисунке 6.2.8 представлены зависимости $T_{ТНА1}$ и $T_{ТНА2}$ от режима двигателя. С увеличением режима инерционность ТНА уменьшается в несколько раз, относительное влияние форсирования увеличивается.

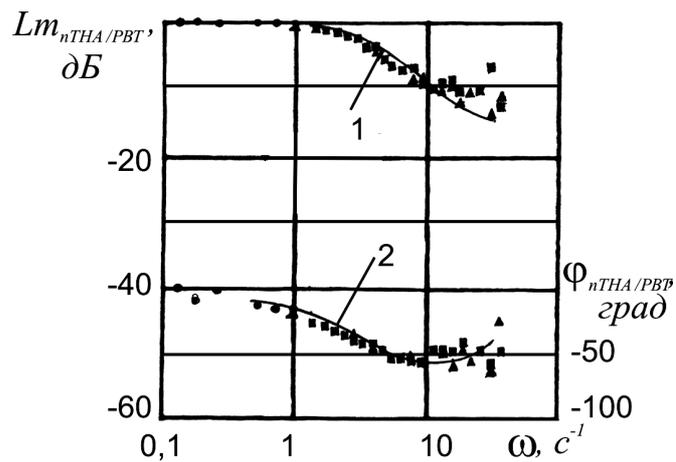


Рис. 6.2.7. Логарифмические амплитудно-частотные (1) и фазочастотные (2) характеристики ротора ТНА. Входной параметр давление воздуха на входе в турбину $P_{ВТ}$, выходной параметр частота вращения ротора ТНА $n_{ТНА}$, при $n_{ВД} = 6680$ об/мин

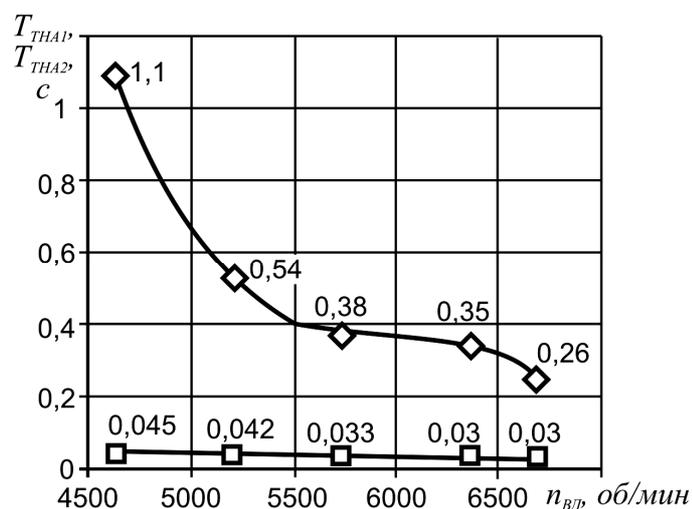


Рис. 6.2.8. Зависимость параметров динамических звеньев ротора ТНА от частоты вращения ротора ВД: ◇ - T_{TNA1} ; □ - T_{TNA2}

Определённые таким образом графические и полуэмпирические зависимости для ТНА будут использованы в дальнейшем при составлении структурной схемы и анализе качества регулирования и устойчивости САР двигателя.

6.2.4. Частотные характеристики базовой системы автоматического регулирования двигателя НК-88

Исследование динамических свойств разработанной и реализованной системы регулирования проводилось по нескольким направлениям:

- подтверждение функциональной надежности;
- анализ частотных характеристик системы и ее звеньев;
- анализ эффективности метода регулирования, используемого в исходной САР (обратной связи по частоте вращения ТНА и динамического форсирования насоса по расходу).
- определение видов неустойчивости систем регулирования и подачи водорода с целью анализа и динамической коррекции.

На рис. 6.2.9 представлен процесс восстановления работы криогенного насоса после срывов во время автоколебаний основного контура регулирования на режиме малого газа, что является подтверждением функциональной надежности разработанной системы.

На рис. 6.2.10 и 6.2.11 приведены некоторые характерные экспериментальные ЛАФЧХ звеньев топливорегулирующей системы двигателя НК-88 на водороде с теплообменником №3, имеющем

максимальные запаздывания. На экспериментальные характеристики нанесены расчетные данные соответствующих групп звеньев, построенные по параметрам структурной схемы контура регулирования ТНА.

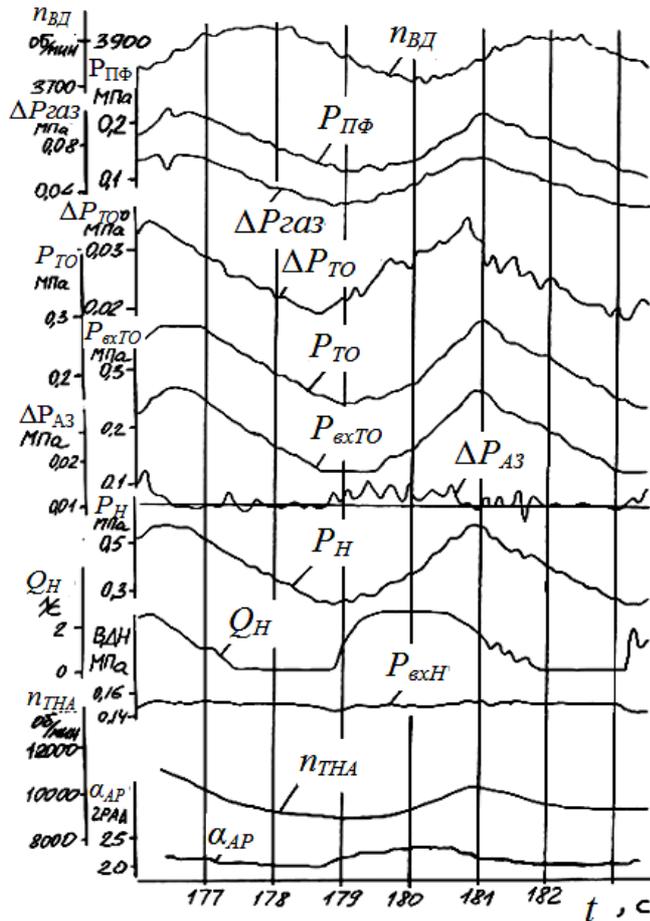


Рис. 6.2.9. Осциллограмма, иллюстрирующая срыв и восстановление работы ТНА на малом газе, $f_{ак} = 0,23$ Гц

Для конкретизации частотных условий работы исследуемых звеньев на ЛАФЧХ указана фактическая частота среза основного контура регулирования ω_C .

Частотная характеристика звена с передаточной функцией $W(s) = G_{ж}(s) / n_{ТНА}(s)$, которая определяет характер работы насоса в динамике (рис. 6.2.10), обладает форсирующими свойствами. Фазовое опережение для представленного режима и частоты среза 0,45 Гц составляет 35° , а максимальное фазовое опережение в проверенном диапазоне частот достигает 60° .

Необходимо еще раз обратить внимание на форсирующие свойства внутреннего контура регулирования системы топливоподачи, не выполняющего прямого регулирования расхода насоса.

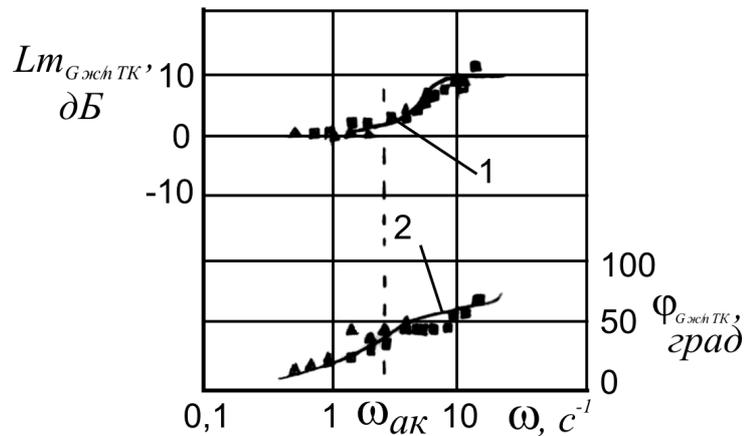


Рис. 6.2.10. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики насоса ТНА $W(j\omega) = G_{Ж}(j\omega)/n_{ТНА}(j\omega)$ при частоте вращения ротора ВД $n_{ВД} = 5700$ об/мин, теплообменник №3

Расход жидкого водорода $Q_{Ж}$ опережает по фазе сигнал $P_{РЕЖ}$, задающий режим работы ТНА. На рис. 6.2.11 представлены ЛАФЧХ звена $Q_{Ж}/P_{РЕЖ}$ для $n_{ВД} = 6350$ об/мин, подтверждающие эту зависимость. На частоте среза основного контура ω_C опережение составляет 25° , а для всех режимов – от 10^0 до 30° .

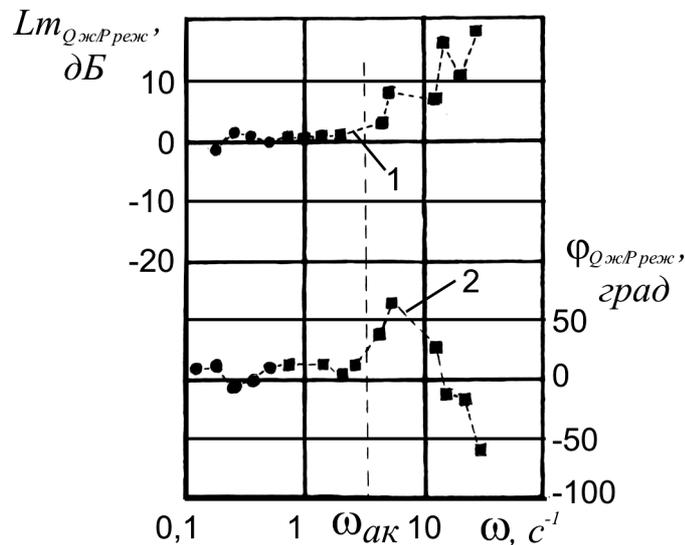


Рис. 6.2.11. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики контура регулирования ТНА по расходу водорода $W(j\omega) = Q_{Ж}(j\omega)P_{РЕЖ}(j\omega)$ при частоте вращения ротора ВД $n_{ВД} = 6350$ об/мин, теплообменник №3

Для наглядного представления динамического взаимодействия в системах регулирования и топливоподачи, в том числе запаздывающих и форсирующих свойств различных звеньев, используются круговые фазовые диаграммы автоколебаний контура регулирования $n_{ВД}$ (рис. 6.2.12). На этих диаграммах помещены угловые зависимости между первыми гармониками параметров. На диаграммах центральный угол 360° соответствует 180° – фазовому запаздыванию всей системы при автоколебаниях.

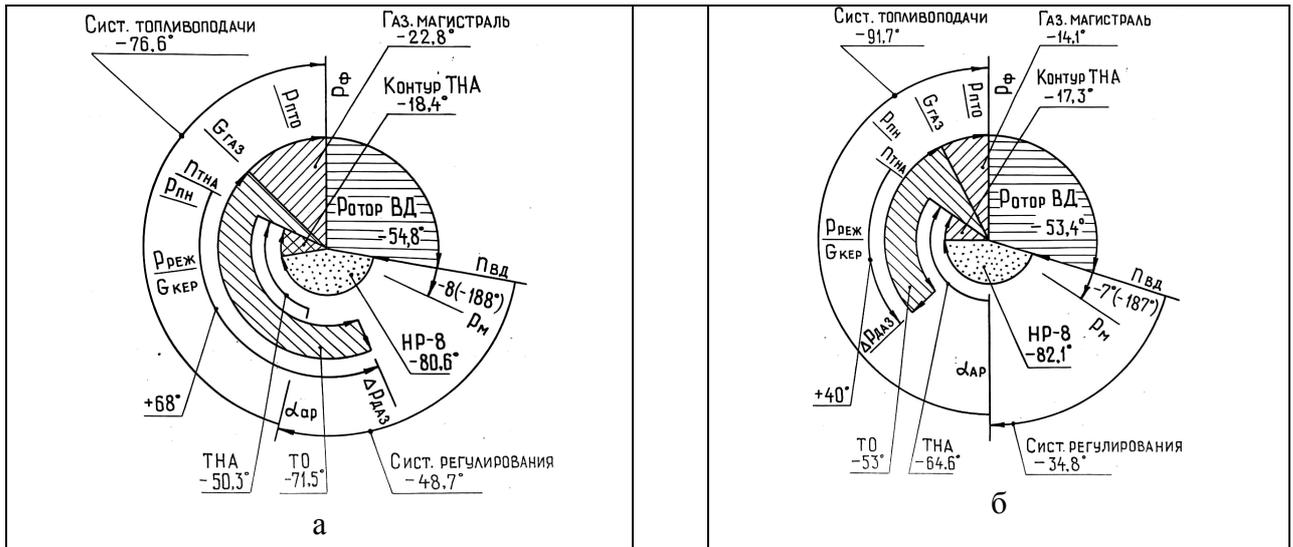


Рис. 6.2.12. Фазовые диаграммы автоколебаний основного контура регулирования: а – при $n_{ВД} = 4860 \pm 75$ об/мин; $f_{ак} = 0,274$ Гц; б – при $n_{ВД} = 6600 \pm 57$ об/мин; $f_{ак} = 0,532$ Гц

ЛАФЧХ замкнутой топливорегулирующей системы с передаточной функцией $W(s) = G_G(s) / P_{реж}(s)$ является результирующей характеристикой и она представлена на рис. 6.2.13.

Несмотря на форсирующие свойства по расходу насоса, на частоте среза основного контура регулирования внутренний контур регулирования ТНА по параметру G_G вносит отрицательный фазовый сдвиг около 60° , что значительно ухудшает показатели устойчивости основного контура.

Всем испытанным двигателям присуща следующая закономерность – на низких режимах от малого газа (частота $0,1 \dots 0,25$ Гц) и до $0,4 \dots 0,8$ от номинального (частота $0,4 \dots 0,6$ Гц) имеются автоколебания основного контура регулирования.

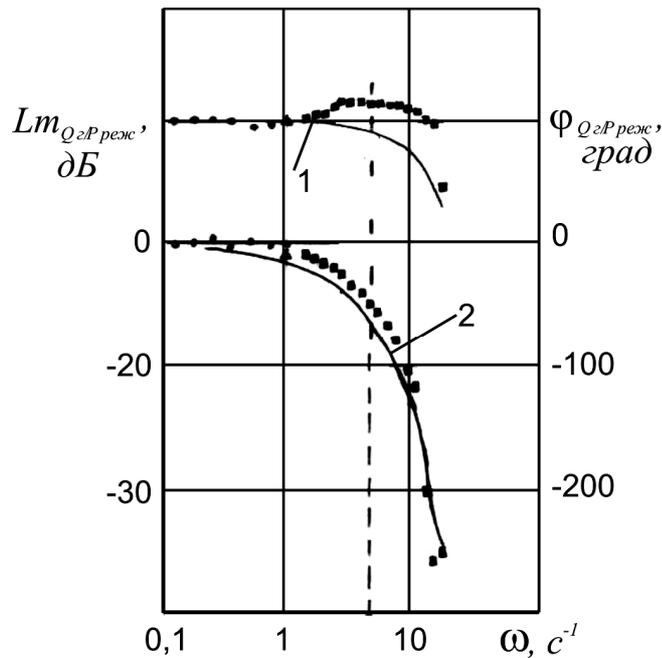


Рис. 6.2.13. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики звена $W(j\omega) = Q_{\Gamma}(j\omega) / P_{РЕЖ}(j\omega)$ при частоте вращения ротора ВД $n_{ВД} = 6650$ об/мин, теплообменник №3

На промежуточных режимах автоколебания по $n_{ВД}$ достигают 1...2 %, а на малом газе – 5 % относительно средних значений. На рис. 6.2.14 приведены автоколебания на режиме 0,8 от номинального.

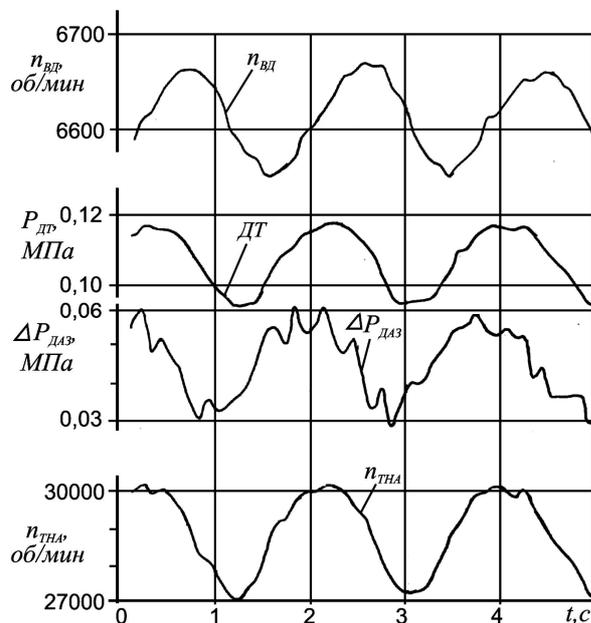


Рис. 6.2.14. Автоколебания основного контура регулирования на режиме 0,8 от номинального, ТО №3, $f_{ак} = 0,53$ Гц

На рис. 6.2.15 приведены экспериментальные ЛАФЧХ разомкнутой по основному контуру системы регулирования для режимов 0,85 и 0,4 МП,

которые подтверждают низкое качество системы на всех режимах. На этих характеристиках запасы устойчивости по фазе и модулю отсутствуют.

Кроме неустойчивости основного контура регулирования при испытаниях отмечались автоколебания расходов и давлений СПТ двух типов. Автоколебания первого типа (рис. 6.2.16) характерны тем, что колебания расхода жидкого и газообразного водорода находятся в противофазе, следовательно, частота колебаний соответствует фазовому запаздыванию в 180° на АФЧХ теплообменника.

Эти автоколебания вызваны неустойчивостью системы подачи водорода, а именно контура «центробежный насос–теплообменник–сеть». Эта неустойчивость отмечается на низких режимах - от малого газа до 0,4 МП. При развитии неустойчивости может произойти срыв насоса (см. рис. 6.2.16). Частота автоколебаний увеличивается с увеличением режима, а также изменяется в зависимости от инерционных свойств различных ТО.

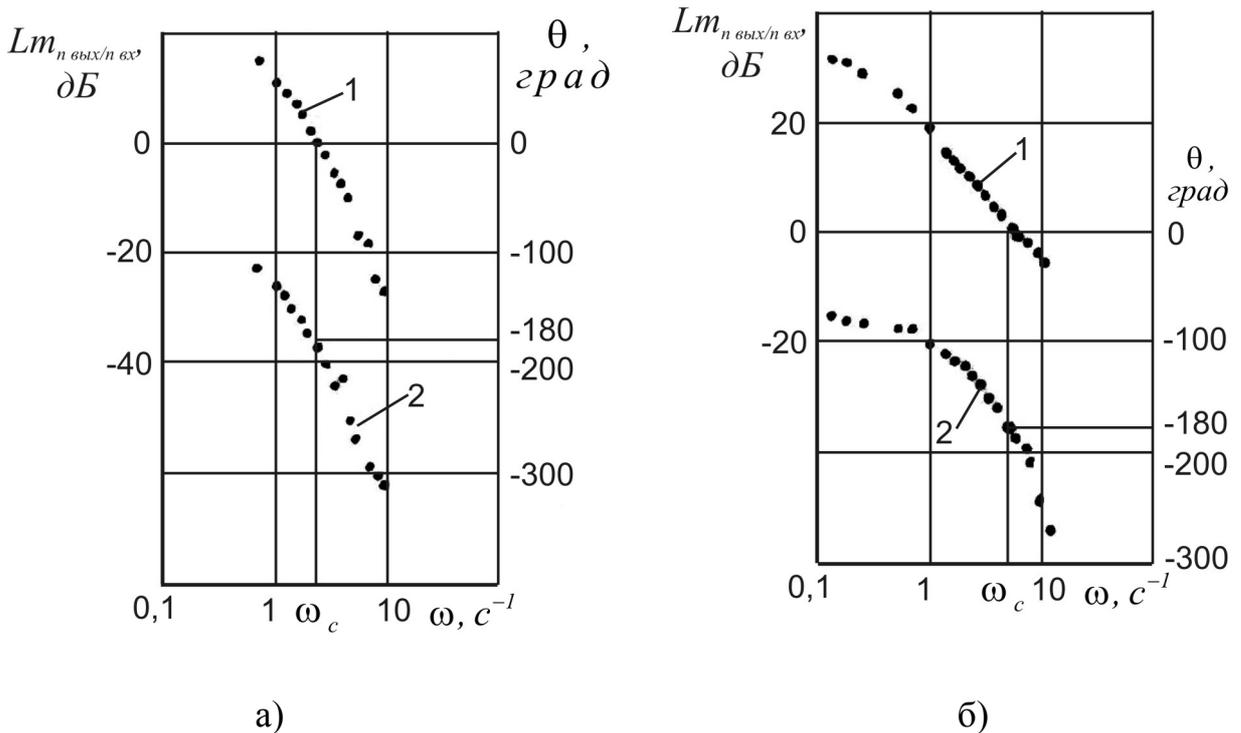


Рис. 6.2.15. Экспериментальные ЛАФЧХ разомкнутой системы регулирования $W(j\omega) = n_{ВД}(j\omega)/n_{ВД,эк}(j\omega)$: а - при $n_{ВД} = 5200$ об/мин, $Q_{Ж} = 2,55$ л/с, (МГ < режим < 0,4 МП); б - при $n_{ВД} = 6650$ об/мин, $Q_{Ж} = 7,3$ л/с, (режим 0,85 МП).

Автоколебания системы подачи топлива второго типа сопровождаются колебаниями давления воздуха перед турбиной ТНА и выходного рычага АР. Такая неустойчивость характерна высоким режимам (рис. 6.2.17).

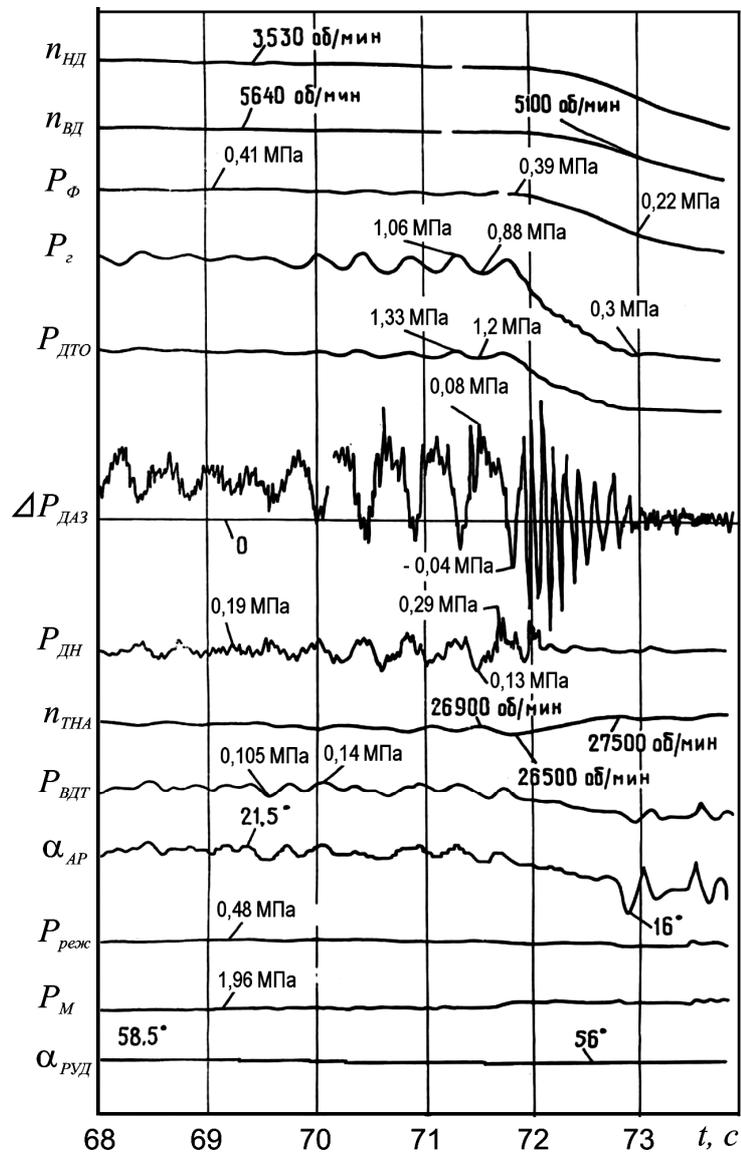


Рис. 6.2.16. Осциллограмма, иллюстрирующая колебательную неустойчивость с частотой 2,22 Гц контура «насос-теплообменника-сеть» при снижении режима работы двигателя со срывом насоса, теплообменник №4

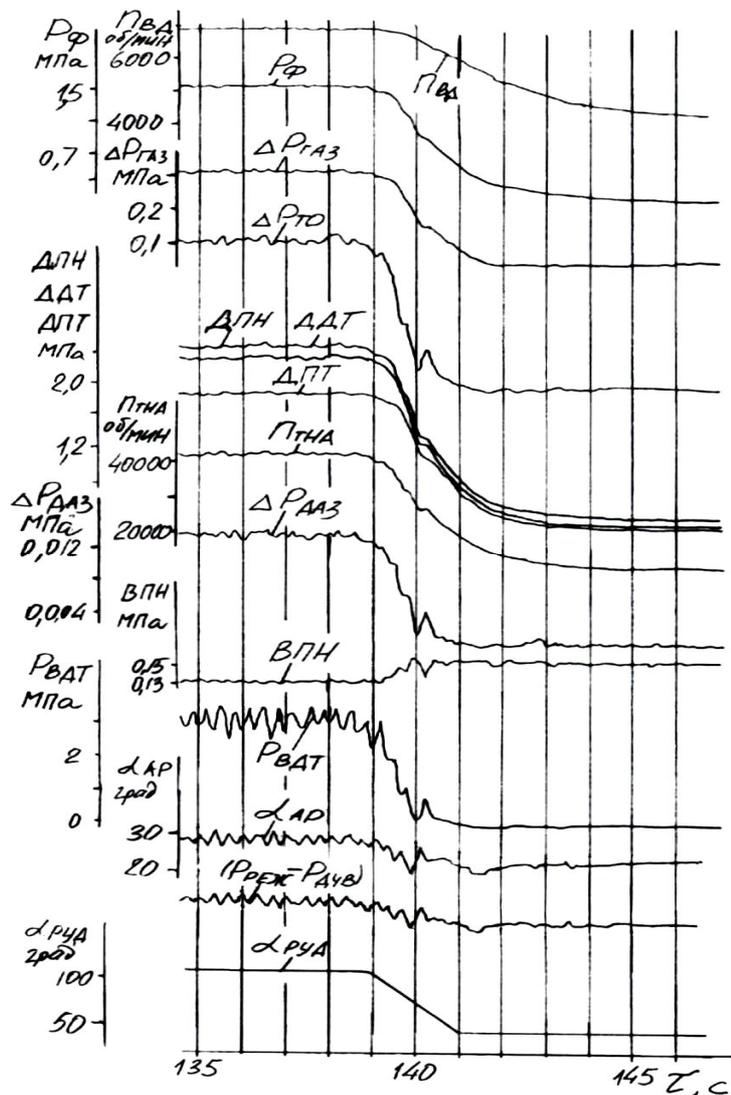


Рис. 6.2.17. Осциллограмма, иллюстрирующая автоколебательный процесс в контуре регулирования $n_{ТНА}$ на максимальном режиме, ТО №3, $f_{ак} = 3,0$ Гц

Частота колебаний составляет 3...3,5 Гц. Неустойчивость не приводит к срыву насоса. Эти автоколебания сопровождают устойчивые режимы основного контура и переходные процессы ГТД, а также могут накладываться на автоколебания основного контура регулирования.

6.3. Динамика системы подачи криогенного топлива

6.3.1. Линейная модель контура регулирования ТНА

В САР двигателя внутренний контур регулирования ТНА включает в себя систему подачи водорода и регулятор частоты вращения ротора ТНА. Важной закономерностью, определяющей динамику всей системы, является зависимости по частоте газифицированного расхода $G_{Г}$, являющегося

основным выходным параметром контура, и регулируемой величины - частоты вращения ротора ТНА - $n_{ТНА}$, от задающего воздействия $P_{РЕЖ}$.

Зависимость по частоте G_T от давления воздуха перед турбиной P_{BT} характеризует динамику СПТ, а зависимость $n_{ТНА}$ от P_{BT} - динамику ротора ТНА, а определение в динамике влияния жидкостного расхода насоса $G_{Ж}$ от $n_{ТНА}$ дает возможность оценить важное свойство системы подачи - динамическое форсирование насоса, проиллюстрированное на рис. 6.3.1.

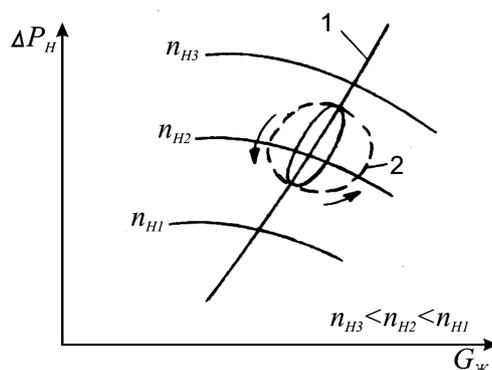


Рис. 6.3.1. Изменение расхода насоса при периодических колебаниях частоты вращения ротора ТНА n_H : 1 –статическая характеристика сети; 2 – изменение $G_{Ж}$ и P_H

Для полноты анализа схемы регулирования необходимо рассмотреть механизм взаимодействия центробежного насоса с сетью. В случае «жесткой» сети, когда характеристика сети не регулируется и не изменяется при переходных процессах, расход насоса полностью определяется частотой его вращения. Такой сетью для насоса является жидкостный дроссель с постоянным давлением за ним. Установка регулятора расхода дросселирующего типа в сети разрывает жесткую связь между расходом и частотой вращения ТНА. В этом случае зависимость $G_{Ж}$ и $n_{ТНА}$ определяется, кроме того, статическими и динамическими характеристиками регулятора расхода топливорегулирующей системы.

При временных отставаниях в сети, каковой является сеть с теплообменником-газификатором, механизм взаимодействия приобретает новое качество. Отсутствие регулируемых дросселей в системе позволяет проявить это качество в «чистом» виде. На характеристике насоса (см. рис. 6.3.1) в координатах $G_{Ж}$, ΔP_H , n_H нанесена статическая характеристика сети и траектория изменения расхода насоса при периодических колебаниях $n_{ТНА}$ определенной частоты. Если предположить, что перепад давлений на форсунках сверхкритический, то характеристика сети в основном определяется давлением перед форсунками или газифицированным расходом

теплообменника. За счет временных отставаний в преобразовании жидкого криогенного топлива в газообразное при колебаниях $n_{ТНА}$ происходит следующее. При увеличении частоты вращения и жидкостного расхода давление сети отстает. Вследствие этого происходит отклонение линии сети в область больших расходов, т.е. жидкостный расход оказывается больше, по сравнению с установившимся статическим режимом. При уменьшении $n_{ТНА}$ жидкостный расход будет меньше статического. При увеличении частоты колебаний происходит большее отклонение расхода, чем при жесткой сети.

Таким образом, происходит как бы «форсирование» насоса по расходу. Следовательно, схема регулирования, в которой имеется влияние сети на насос, может обладать весьма важным свойством авторегулирующей компенсации запаздывающих свойств теплообменника-газификатора.

Предлагаемая линейная модель контура регулирования ТНА отражает основные закономерности динамического взаимодействия звеньев. Эта модель является базовой и усложняется при проверке методов динамической коррекции.

В этой модели теплообменник-газификатор представлен последовательным соединением четырех апериодических звеньев, причем три звена имеют одинаковые постоянные времени. Остальные звенья представлены следующим образом:

Ротор ТНА как инерционное звено описывается передаточной функцией

$$W_{ТНА}(s) = \frac{K_{ТНА}}{s} \quad (6.3.1)$$

где $K_{ТНА} = 1/J_{ТНА}$.

Передаточная функция статического регулятора частоты вращения ТНА имеет вид

$$W_{РЕГ}(s) = \frac{K_{рег}}{T_{рег}s + 1} \quad (6.3.2)$$

где $K_{рег} = \Delta P_{BT} / \Delta P_{AP}$ – коэффициент усиления регулятора.

В определении коэффициентов модели приняты следующие допущения. Сопротивление криогенной топливной магистрали представлено двумя сосредоточенными сопротивлениями: по жидкостной и газообразной линиям.

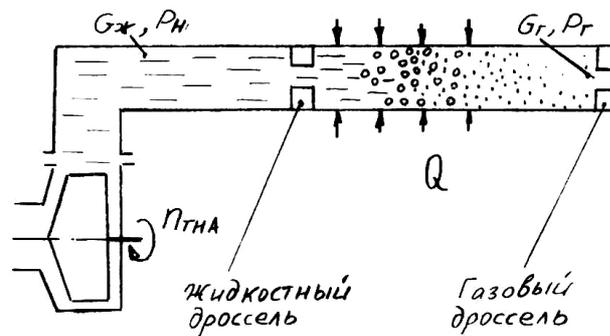


Рис. 6.3.2. Схема системы подачи топлива

На рис. 6.3.2 представлена такая схема системы подачи топлива, а на рис. 6.3.3 – структурная схема системы регулирования $n_{ТНА}$ с контуром подачи топлива. Особенность модели - наличие отрицательных обратных связей, характеризующих влияние сосредоточенных сопротивлений на расход насоса, а также давления за насосом и расхода насоса на нагрузку ротора ТНА.

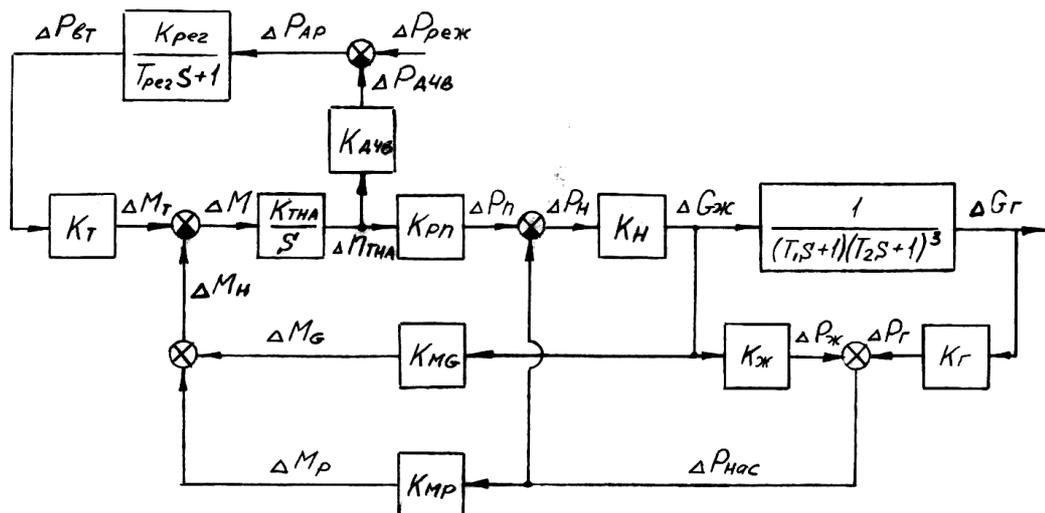


Рис. 6.3.3. Структурная схема контура регулирования ТНА

Коэффициенты передачи системы записываются в следующем виде:
 $K_{ж} = \Delta P_{ж} / \Delta G_{ж}$ – коэффициент передачи жидкостного сопротивления, где $\Delta P_{ж} = \Delta P_{н} - \Delta P_{г}$; $K_{г} = \Delta P_{г} / \Delta G_{г}$ – коэффициент передачи газового сопротивления, $K_{н} = -\Delta G_{ж} / \Delta P_{н}$ – коэффициент передачи насоса по давлению при $n_{ТНА} = const$, характеризующий наклон характеристики насоса (знак «-» поставлен для удобства расчетов; в зависимости от наклона характеристики $K_{н}$ может принимать положительное или отрицательное значение); $K_{P_n} = \Delta P_{н} / n_{ТНА}$ – коэффициент передачи насоса по частоте вращения при $G_{ж} = const$; $K_{M_G} = \Delta M_{г} / \Delta G_{ж}$ – коэффициент нагрузки насоса

по расходу; $K_{MP} = \Delta M_P / \Delta P_H$ - коэффициент нагрузки насоса по давлению;
 $K_{ДЧВ} = \Delta P_{ДЧВ} / \Delta n_{ТНА}$ - коэффициент передачи датчика частоты вращения ТНА;
 $K_T = \Delta M_T / \Delta P_{BT}$ - коэффициент передачи турбины.

На основании представленной структурной схемы составлены передаточные функции для упомянутых выше характерных зависимостей топливорегулирующей системы.

Передаточная функция $W(s) = \Delta G_{Ж}(s) / \Delta n_{ТНА}(s)$, характеризующая зависимость расхода водорода на выходе из насоса от частоты его вращения, имеет следующий вид:

$$W(s) = \frac{\Delta G_{Ж}(s)}{\Delta n_{ТНА}(s)} = K_1 \frac{T_1 T_2^3 s^4 + T_2^2 (3T_1 + T_2) s^3 + 3T_2 (T_1 + T_2) s^2 + (T_1 + 3T_2) s + 1}{\alpha_{01} s^4 + \alpha_{11} s^3 + \alpha_{21} s^2 + \alpha_{31} s + 1}, \quad (6.3.3)$$

$$\text{где } K_1 = \frac{K_{P_H} K_H}{1 + K_H (K_{\Gamma} + K_{Ж})}; \quad \alpha_{01} = \frac{1 + K_H K_{Ж}}{1 + K_H (K_{\Gamma} + K_{Ж})} T_1 T_2^3;$$

$$\alpha_{11} = \frac{(1 + K_H K_{Ж})(3T_1 + T_2)}{1 + K_H (K_{\Gamma} + K_{Ж})} T_2^2; \quad \alpha_{21} = \frac{(1 + K_H K_{Ж})(T_1 + T_2)}{1 + K_H (K_{\Gamma} + K_{Ж})} 3T_2;$$

$$\alpha_{31} = \frac{(1 + K_H K_{Ж})(T_1 + 3T_2)}{1 + K_H (K_{\Gamma} + K_{Ж})}.$$

Передаточная функция (6.3.3) является форсирующей за счет того, что коэффициенты уравнения знаменателя меньше соответствующих коэффициентов числителя на величину $\frac{1 + K_H K_{Ж}}{1 + K_H (K_{\Gamma} + K_{Ж})}$, которая всегда меньше единицы, независимо от знака K_H .

Уменьшение жидкостного сопротивления ($K_{Ж}$ уменьшается), уменьшение наклона характеристики насоса при положительном K_H и увеличение сопротивления газовой магистрали (K_{Γ} увеличивается) повышают форсирующие свойства.

Передаточная функция ротора ТНА по частоте вращения:

$$W(s) = \frac{n_{ТНА}(s)}{P_{BT}(s)} = K_2 \frac{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)^3}{\alpha_{02} s^5 + \alpha_{12} s^4 + \alpha_{22} s^3 + \alpha_{32} s^2 + \alpha_{42} s + 1}, \quad (6.3.4)$$

$$\text{где } K_2 = \frac{K_{TP}}{K_H K_{P_n} [K_{MG} + K_{MP} (K_{Ж} + K_{\Gamma})]};$$

$$\begin{aligned}
a_{02} &= \frac{1 + K_H K_{\mathcal{K}}}{K_H K_{TНА} K_{P_n} [K_{MG} + K_{MP} (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma})]} T_1 T_2^3; \\
a_{12} &= \frac{(1 + K_H K_{\mathcal{K}})(3T_1 + T_2) + K_H K_{TНА} K_{P_n} (K_{MG} + K_{MP} K_{\mathcal{K}}) T_1 T_2}{K_H K_{TНА} K_{P_n} [K_{MG} + K_{MP} (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma})]} T_2^2; \\
a_{22} &= \frac{(1 + K_H K_{\mathcal{K}})3(T_1 + T_2) + K_H K_{TНА} K_{P_n} (K_{MG} + K_{MP} K_{\mathcal{K}})(3T_1 + T_2) T_2}{K_H K_{TНА} K_{P_n} [K_{MG} + K_{MP} (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma})]} T_2; \\
a_{32} &= \frac{(1 + K_H K_{\mathcal{K}})(T_1 + 3T_2) + K_H K_{TНА} K_{P_n} (K_{MG} + K_{MP} K_{\mathcal{K}})(T_1 + T_2)}{K_H K_{TНА} K_{P_n} [K_{MG} + K_{MP} (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma})]} 3T_2; \\
a_{42} &= \frac{1 + K_H (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma}) + K_H K_{TНА} K_{P_n} (K_{MG} + K_{MP} K_{\mathcal{K}})(T_1 + 3T_2)}{K_H K_{TНА} K_{P_n} [K_{MG} + K_{MP} (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma})]}.
\end{aligned}$$

Передаточная функция замкнутой системы подачи водорода по расходу:

$$W(s) = \frac{G_{\Gamma}(s)}{P_{BT}(s)} = K_3 \frac{1}{a_{02}s^5 + a_{12}s^4 + a_{22}s^3 + a_{32}s^2 + a_{42}s + 1} \quad (6.3.5)$$

$$\text{где } K_3 = \frac{K_T}{K_{MG} + K_{MP}(K_T + K_{\mathcal{K}})}.$$

В случае, когда T_1 и T_2 равны нулю или частотный диапазон работы системы подачи позволяет принять эти постоянные времени нулю, то передаточные функции ротора ТНА и системы подачи принимают вид аperiodического звена с одинаковой постоянной времени:

$$W(s) = \frac{n_{TНА}(s)}{P_{BT}(s)} = K_2 \frac{1}{T_{TНА}s + 1}; \quad (6.3.6)$$

$$W(s) = \frac{G_{\Gamma}(s)}{P_{BT}(s)} = K_2 \frac{1}{T_{TНА}s + 1}; \quad (6.3.7)$$

$$\text{где } T_{TНА} = \frac{1 + K_H (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma})}{K_H K_{TНА} K_{P_n} [K_{MG} + K_{MP} (K_{\mathcal{K}} + K_{\Gamma})]}.$$

Передаточная функция замкнутого контура регулирования по $n_{TНА}$:

$$W(s) = \frac{n_{TНА}(s)}{P_{рег}(s)} = K_4 \frac{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)^3}{\alpha_{04}s^6 + \alpha_{14}s^5 + \alpha_{24}s^4 + \alpha_{34}s^3 + \alpha_{44}s^2 + \alpha_{54}s + \alpha_{64}}, \quad (6.3.8)$$

$$\text{где } K_4 = \frac{1}{K_{ДЧВ}}; \quad \alpha_{04} = \frac{T_{рег} \alpha_{02}}{K_3 K_{рег} K_{ДЧВ}}; \quad \alpha_{14} = \frac{\alpha_{02} + T_{рег} \alpha_{12}}{K_3 K_{рег} K_{ДЧВ}}; \quad \alpha_{24} = \frac{\alpha_{12} + T_{рег} \alpha_{22}}{K_3 K_{рег} K_{ДЧВ}} + T_1 T_2^3;$$

$$\alpha_{34} = \frac{\alpha_{22} + T_{pez} \alpha_{32}}{K_3 K_{pez} K_{ДЧВ}} + T_2^2 (3T_1 + T_2); \quad \alpha_{44} = \frac{\alpha_{32} + T_{pez} \alpha_{42}}{K_3 K_{pez} K_{ДЧВ}} + 3T_2 (T_1 + T_2);$$

$$\alpha_{54} = \frac{\alpha_{42} + T_{pez} \alpha_{52}}{K_3 K_{pez} K_{ДЧВ}} + T_1 + 3T_2; \quad \alpha_{64} = \frac{\alpha_{52}}{K_3 K_{pez} K_{ДЧВ}} + 1.$$

Передаточная функция замкнутого контура регулирования по каналу газифицированного расхода:

$$W(s) = \frac{G_r(s)}{P_{pez}(s)} =$$

$$= \frac{K_5 (T_1 s + 1)(T_2 s + 1)^3}{(\alpha_{04} s^6 + \alpha_{14} s^5 + \alpha_{24} s^4 + \alpha_{34} s^3 + \alpha_{44} s^2 + \alpha_{54} s + \alpha_{64})(\alpha_{01} s^4 + \alpha_{11} s^3 + \alpha_{21} s^2 + \alpha_{31} s + 1)},$$

(6.3.9)

где $K_5 = \frac{K_p K_H}{K_{ДЧВ} [1 + K_H (K_G + K_J)]}$.

Для последней передаточной функции (6.3.9), представляющей собой результирующее звено системы, как и для функций (6.3.4 и 6.3.8) характерно наличие форсирующих звеньев, идентичных инерционности теплообменника, что должно приводить к уменьшению отрицательного влияния теплообменника.

Расчетные параметры структурной схемы контура регулирования ТНА (см. рис. 6.3.3) приведены в табл. 6.3.1.

Таблица 6.3.1

Параметр, размерность	$n_{ВД}$, об/мин				
	4600	5200	5700	6350	6650
Q_B , л/с	1,4	2,55	3,6	5,8	7,3
K_H , $\frac{\text{л/с}}{\text{кгс/см}^2}$	100	12	10	2	1,5
K_J , $\frac{\text{кгс/см}^2}{\text{л/с}}$	0,19	0,35	0,48	0,63	0,78
K_G , $\frac{\text{кгс/см}^2}{\text{л/с}}$	1,6	2,0	2,1	2,5	2,7
$K_{ТНА}$, $\frac{\text{об/мин}}{\text{кгм} \times \text{с}}$	31537	31537	31537	31537	31537
K_n , $\frac{\text{кгс/см}^2}{\text{об/мин}}$	$0,4 \times 10^{-3}$	$0,5 \times 10^{-3}$	$0,6 \times 10^{-3}$	$0,9 \times 10^{-3}$	$1,0 \times 10^{-3}$

$K_{HG}, \frac{\text{кгм}}{\text{л/с}}$	0,0138	0,0397	0,0527	0,0766	0,091
$K_{HP}, \frac{\text{кгм}}{\text{кгс/см}^2}$	0,0324	0,0356	0,0369	0,0436	0,0463
$T_1, \text{с}$	0,5	0,42	0,31	0,19	0,18
$T_2, \text{с}$	0,11	0,042	0,035	0,03	0,02
$T_{PEГ}, \text{с}$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
$K_T, \frac{\text{кгм}}{\text{кгс/см}^2}$	0,58	0,56	0,55	0,48	0,45
$\frac{K_H K_\Gamma}{1 + K_H K_\mathcal{K}}$	8,0	4,61	3,62	2,21	1,87

6.3.2. Анализ устойчивости контура «насос-теплообменник-сеть»

Структурная схема модели контура «насос-ТО-сеть» (см. рис. 6.3.4) является частью схемы модели контура регулирования $n_{TНА}$ (см. рис. 6.3.3).

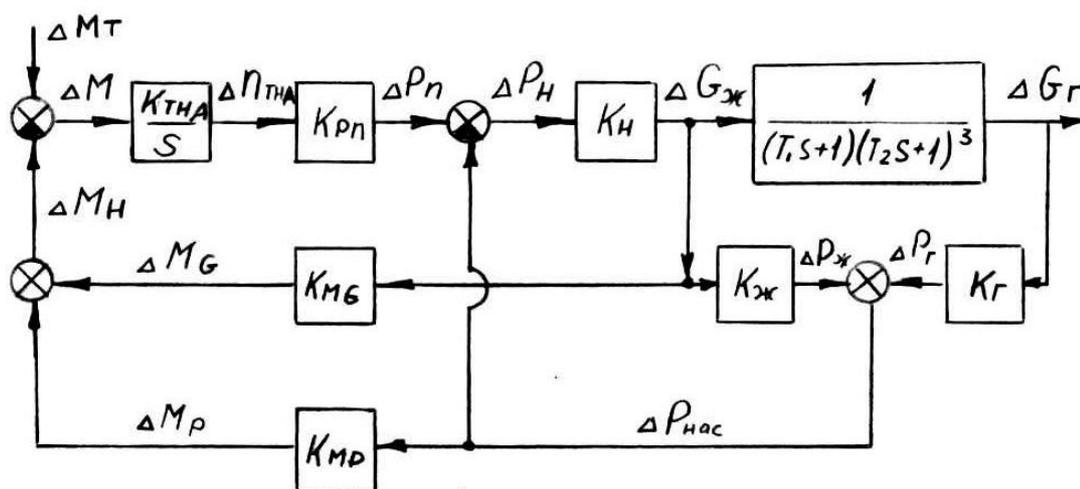


Рис. 6.3.4. Структурная схема контура «насос-ТО-сеть».

Передаточная функция разомкнутой системы подачи имеет вид:

$$W(s) = \frac{K_{СП}}{(T_1s+1)(T_2s+1)^3} \times \frac{T_3s}{T_3s+1},$$

$$\text{где } K_{СП} = \frac{K_H K_\Gamma}{1 + K_H K_\mathcal{K}}; \quad T_3 = \frac{1 + K_H K_\mathcal{K}}{K_{TНА} K_{P_n} K_H (K_{MГ} + K_{MР} K_\mathcal{K})}.$$

Постоянная времени T_3 характеризует динамические свойства ротора ТНА, которая зависит как от момента инерции ТНА, так и от коэффициентов передачи насоса и сети. Взаимосвязь ТНА с сетью приводит к дифференциальному эффекту с замедлением.

Если для удобства принять, что K_H является положительным при снижающейся характеристике насоса, то условие апериодической устойчивости заключается только в положительном значении общего коэффициента усиления системы $K_{СП}$. При отрицательном значении K_H (восходящая характеристика) для обеспечения устойчивости должно соблюдаться условие $|K_H K_{Ж}| > 1$, т.е. в этом случае характеристика жидкостного сопротивления должна быть круче восходящей характеристики насоса. Это условие при растущей характеристике насоса обеспечивает также положительное значение T_3 .

Граница устойчивости для безразмерных координат построена с помощью метода D-разбиения, где $K_{СП}$ является абсциссой, а отношение постоянных времени теплообменника T_2/T_1 – ординатой. Линия границы колебательной устойчивости системы характеризуется следующими выражениями:

$$T_1 = \frac{-T_2^3 T_3 \omega^4 + 3T_2(T_2 + T_3)\omega^2 - 1}{[T_2^2(T_2 + 3T_3)\omega^2 - 3T_2 - T_3]\omega^2},$$

$$K_{СП} = -T_1 T_2^3 \omega^4 + \frac{T_2^2(3T_1 + T_2)}{T_3 + 3T_2(T_1 + T_2)} \omega^2 - \frac{T_1 + 3T_2}{T_3 - 1}.$$

Область устойчивости в указанных выше координатах $T_2/T_1 - K_{СП}$ представлена на графике рис. 6.3.5. На нем нанесены границы апериодической и колебательной устойчивости. Положение границы колебательной устойчивости зависит от постоянной времени T_3 ротора ТНА. На графике нанесено несколько границ колебательной устойчивости для безразмерных зависимостей T_3/T_2 , имеющих значение ∞ , 10, 5, и 2. Как видно из графика, относительное уменьшение T_3 улучшает устойчивость системы. Значительное расширение области устойчивости начинается при $T_3/T_2 < 5$, а при $T_3/T_2 > 10$ влияние незначительное.

При самых неблагоприятных соотношениях ($T_2/T_1 = 1$ и $T_3/T_2 = \infty$) система устойчива с $K_{СП} < 4$. Этот случай соответствует «жесткому» приводу насоса, при котором частота вращения насоса не зависит от его нагрузки. При малых соотношениях T_2/T_1 и T_3/T_2 устойчивость может быть получена при $K_{СП}$ значительно больше 10.

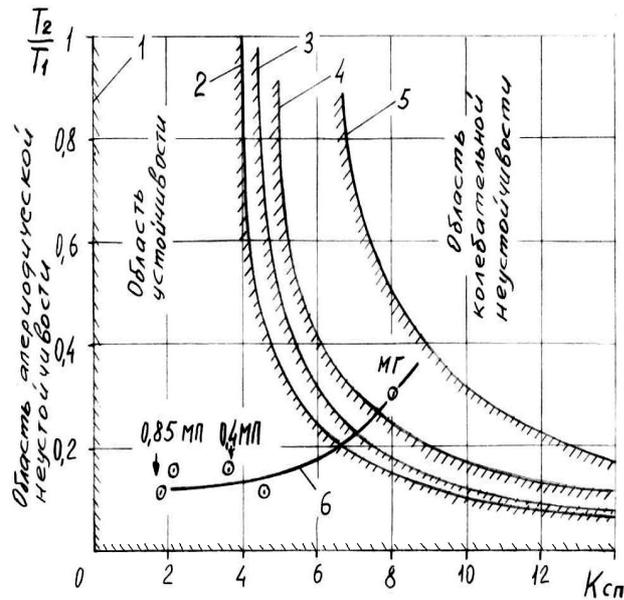


Рис. 6.3.5. Область устойчивости контура «насос-теплообменник-сеть»:
 1- граница аperiodической устойчивости; 2...5 - границы колебательной устойчивости (2 – $T_3/T_2 = \infty$; 3 – $T_3/T_2 = 10$; 4 – $T_3/T_2 = 5$; 5 – $T_3/T_2 = 2$);
 6 – зависимость для СПТ НК-88 с ТО №3

Условие колебательной устойчивости $K_{СП} < n$ (n – определенное число, зависящее от динамических свойств системы) при горизонтальной характеристике насоса или питания без насоса постоянным давлением приобретает вид $K_{Г} / K_{Ж} < n$.

Для системы подачи водорода НК-88 фактический безразмерный параметр T_3/T_2 изменяется от значения 7 на малом газе до 18 на взлетном режиме, что говорит о незначительном отклонении фактической границы устойчивости от границы с «жестким» приводом насоса. На графике рис. 6.3.5 нанесена зависимость, характеризующая устойчивость системы подачи с ТО №3. На низких режимах при $K_{СП} > 7,3$ система выходит за границу колебательной устойчивости. На остальных режимах система устойчива. На режиме работы двигателя, близком к максимальному, $K_{СП} \approx 1,7$, а запас устойчивости по $K_{СП}$ высокий и достигает 6.

На рис. 6.3.6. приведена схема модели контура «насос-ТО-сеть» для низкого режима, близкого к границе устойчивости ($K_{СП} = 6,3$).

Переходные процессы этой модели при ступенчатом возмущении по крутящему моменту на турбине ТНА и ЛАФЧХ замкнутой системы представлены на рис. 6.3.7.

Как видно из графиков, переходный процесс при $K_{СП}=6,3$ слабо затухающий, колебания расходов жидкого и газифицированного водорода происходят в противофазе, а возмущения по расходу незначительно влияют

на n_{THA} . Частота колебаний составляет 1,07 Гц. На амплитудно-частотной характеристике расхода насоса имеется резонансный пик около 20 дБ. Коэффициент затухания переходного процесса ζ меньше 0,05.

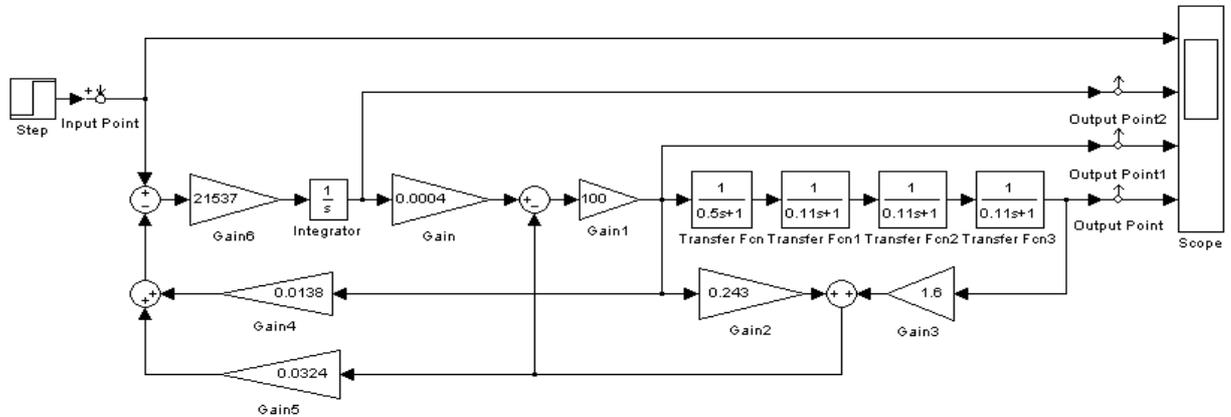
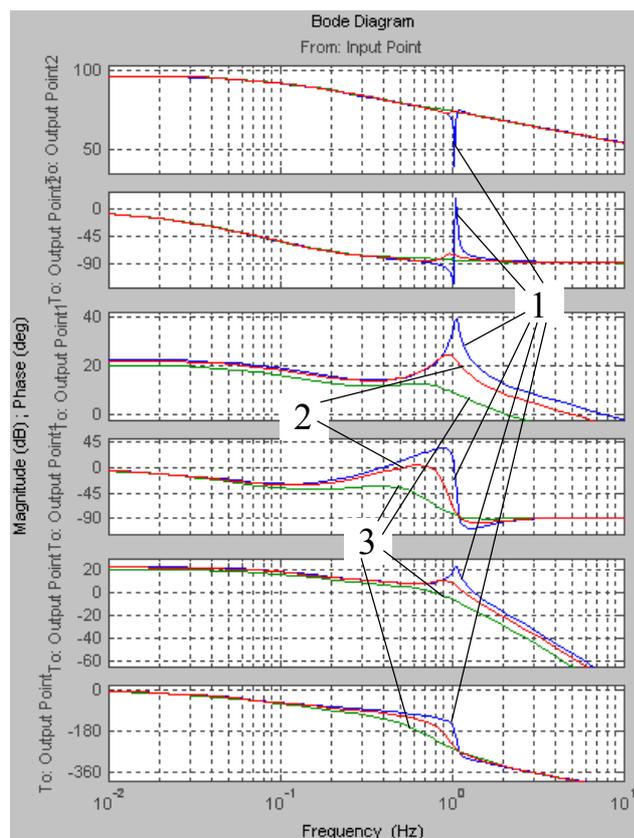
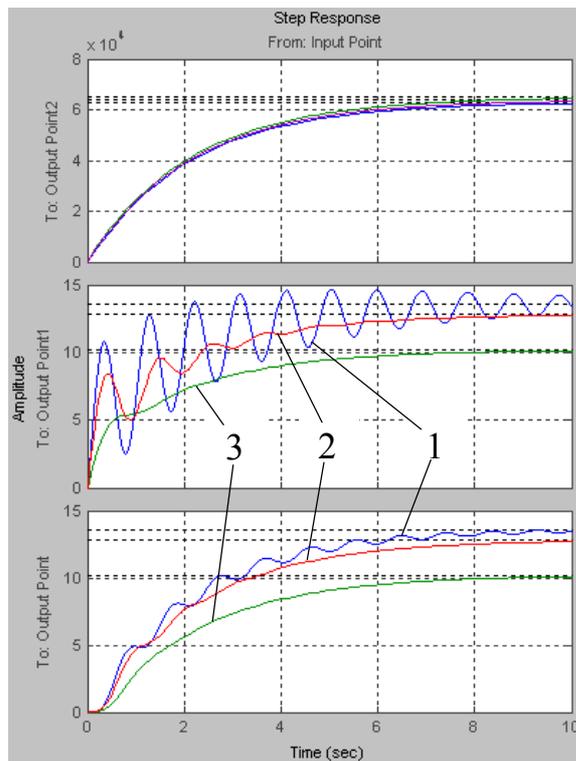


Рис. 6.3.6. Схема модели контура «насос-теплообменник-сеть» при $n_{ВД} = 4600$ об/мин, теплообменник №4, $K_{СП} = 6,3$



а



б

Рис. 6.3.7. Динамические характеристики (а – ЛАФЧХ; б – переходный процесс) контура «насос-теплообменник-сеть» с теплообменником №4 при $n_{ВД}=4600$ об/мин: 1 - $K_{СП}=6,3$; 2 - $K_{СП}=4,1$; 3 - $K_{СП}=1,68$; $f_{ак} \approx 1,07$ Гц

С уменьшением усиления ($K_{СП}=4,1$) колебательность и резонансный пик уменьшается. При $K_{СП}=1,68$ переходный процесс практически не имеет колебаний, а резонансный пик отсутствует.

6.3.3. Обеспечение устойчивости контура «насос-теплообменник-сеть»

С целью получения оптимальных свойств СПТ по устойчивости, форсирующим свойствам насоса, сохранения характеристик насоса по наклону и напорности на максимальном режиме, обоснованно применить регулирующий элемент в топливной системе. Таким элементом, наиболее простым и эффективным, может быть управляемый дроссель, устанавливаемый в жидкостной магистрали между насосом и теплообменником. С помощью этого дросселя осуществима оптимизация характеристик системы подачи: на низких режимах устанавливается необходимый перепад давления на нём, обеспечивающий устойчивость, а на взлетном режиме дроссель может быть полностью открыт [60].

На рис. 6.3.8 приведена характеристика изменения $K_{СП}$ по режимам для исходного контура «насос-ТО-сеть» и при переменном дросселе,

имеющим на всех режимах сопротивление 0,1 МПа. Такое сопротивление регулируемого дросселя позволяет уменьшить $K_{СП}$ на низких режимах в несколько раз и вывести систему в устойчивое состояние. На максимальном режиме сопротивление сети остается практически на прежнем уровне. При значении $K_{СП}$ на границе устойчивости ($K_{СППР}$) около семи запас по устойчивости составляет 6...7.

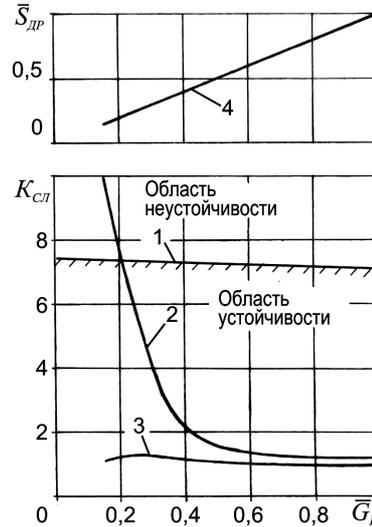


Рис. 6.3.8. Графики, иллюстрирующие влияние переменного дросселя с теплообменником №3 на устойчивость контура «насос-теплообменник-сеть»:
 1 – граница колебательной устойчивости; 2 – дроссель отсутствует;
 3 – $P_{ДР} = 0,1$ МПа; 4 – изменение площади дросселя по режимам

Эффективность управляемого дросселя продемонстрирована на рис. 6.3.9.

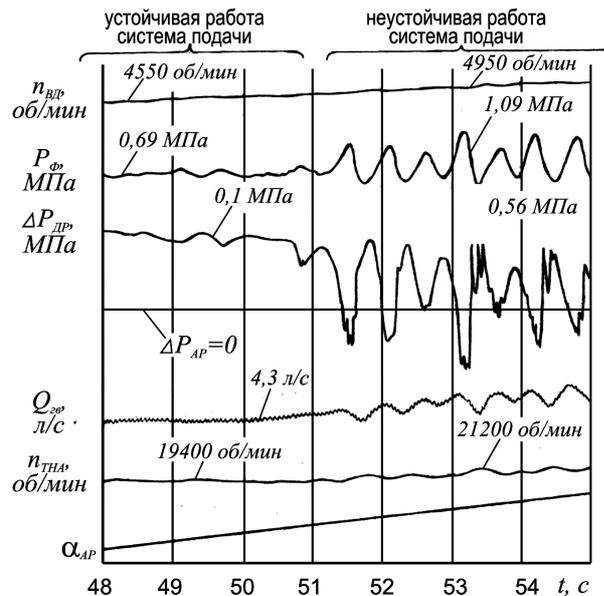


Рис. 6.3.9. Осциллограмма, иллюстрирующая изменение параметров системы подачи топлива при увеличении проходного сечения дросселя за насосом:
 $f_c \approx 2$ Гц.; теплообменник №3

6.3.4. Устойчивость контура «насос-теплообменник-сеть» в области критического состояния водорода

При околоскритическом давлении водорода в системе подачи отмечается интенсификация неустойчивых колебательных процессов из-за резкого увеличения коэффициентов теплоемкости C_p и теплопроводности $\lambda_{ж}$.

Анализируя диаграмму D-разбиения (см. рис. 6.3.5) можно предположить, что аномальные свойства водорода в околоскритическом состоянии приводят к увеличению $K_{СП}$ (за счет увеличения K_G) и динамического соотношения T_2/T_1 , способствуя выходу из области устойчивости.

На рис. 6.3.10 представлены зависимости температуры водорода за теплообменником и давления перед форсунками от расхода. На характеристике температуры, имеющей общую тенденцию снижения подогрева с ростом расхода, имеется аномальный участок увеличения подогрева. Диапазон интенсификации подогрева находится в пределах давления 0,9...1,3 МПа, абс. (0,7...1,0 $P_{КР}$), а наиболее интенсивное увеличение наблюдается в диапазоне 11,0...12,3 МПа, абс. (0,85...0,95 $P_{КР}$).

Влияние такого изменения подогрева на динамику системы подачи реализуется через давление за теплообменником, основная часть которого составляет давление перед форсунками. Из рис. 6.3.10 видно, что в районе наиболее интенсивного роста температуры и, следовательно теплоподвода, наблюдается значительное увеличение наклона характеристики $P_{ПТ} = f(G_B)$. Коэффициент передачи K_G в этой области увеличивается в 1,5 раза с 0,4 до 0,6 МПа/(л/с).

На рис. 6.3.11 приведена экспериментальная ЛАФЧХ исследуемого теплообменника №1 в зоне критических параметров водорода. В отличие от характеристики этого ТО для меньшего режима (рис. 6.2.3,а), на собственной частоте СПТ ($\theta_{СПТ} = -180^\circ$) модуль значительно больше (-5 дБ вместо -20 дБ), что способствует ухудшению условий устойчивости контура «насос-ТО-сеть». Из-за большего модуля ЛАФЧХ аппроксимирована апериодическим звеном с «чистым» запаздыванием $W(s) = e^{-\tau s} / (Ts + 1)$, имеющего параметры $T = 0,1$ с и $\tau = 0,15$ с.

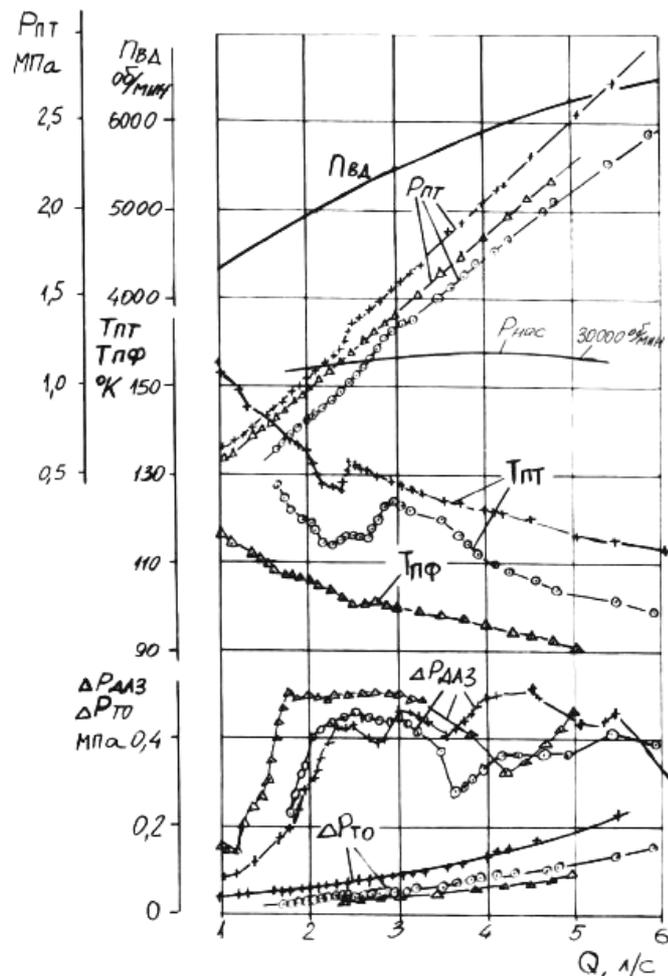


Рис. 6.3.10. Зависимости параметров системы подачи топлива от расхода жидкого водорода (интенсификация подогрева в области критического состояния): ○ - ТО №1; + - ТО №2; Δ - ТО №3

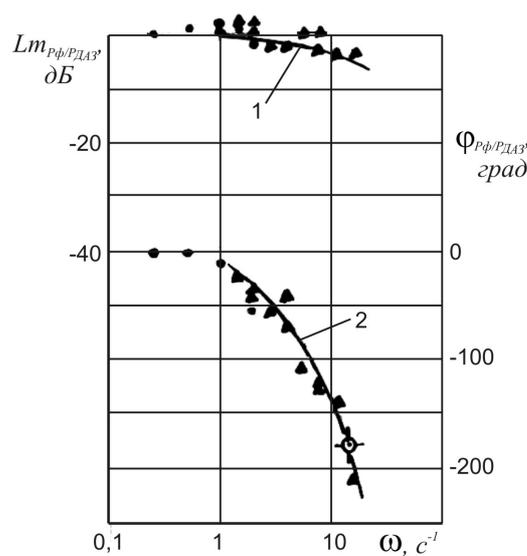


Рис. 6.3.11. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики теплообменника №1: вход $\Delta P_{длз}$; выход $P_{ф}$ (абс); $n_{ВД} = 5250$ об/мин; $P_{ДПТ} = 1,3$ МПа (абс)

Устойчивость в районе критических параметров водорода во время экспериментального определения характеристик была достигнута только при значительном сопротивлении дросселя, не менее 0,4...0,5 МПа.

Представляет интерес построение области устойчивости контура «насос-ТО-сеть» при аппроксимации теплообменника аperiodическим звеном с запаздыванием. Ввиду незначительного влияния частоты вращения насоса на границу устойчивости, в структурной схеме (рис. 6.3.12) изменение частоты вращения ТНА от изменения загрузки насоса не учитывается.

Передаточная функция разомкнутой системы имеет вид

$$W(s) = \frac{K_H K_G e^{-\tau_{TO}s}}{1 + K_H K_{Ж} T_{TO}s + 1}.$$

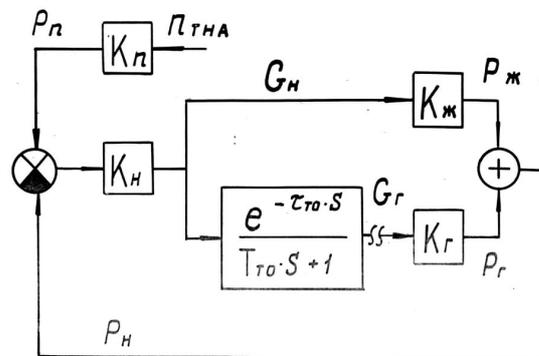


Рис. 6.3.12. Структурная схема контура «насос-теплообменник-сеть» с теплообменником в виде инерционно-запаздывающего звена

В отличие от структурной схемы рис. 6.3.4, условие колебательной устойчивости определяется выражением $\frac{K_H K_{Ж}}{1 + K_H K_{Ж}} \frac{1}{(1 + \omega_C T_{TO}^2)^{0,5}} < 1$,

где ω_C – частота, при которой фазовое запаздывание ТО составляет 180° .

Область устойчивости (рис. 6.3.13) в координатах построена с границей колебательной устойчивости в соответствии с неравенством

$$\frac{\tau_{TO}}{T_{TO}} < \frac{\pi - \arctg(K_{СП}^2 - 1)^{0,5}}{(K_{СП}^2 - 1)^{0,5}}.$$

В области устойчивости нанесена точка, соответствующая устойчивому режиму. Для получения такого запаса устойчивости требуется жидкостное сопротивление около 0,7 МПа.

Как видно из диаграмм устойчивости, представленных на рис. 6.3.4 и 6.3.13, коэффициент усиления системы в зоне критических параметров водорода относительно других режимов должен быть снижен примерно в 4 раза.

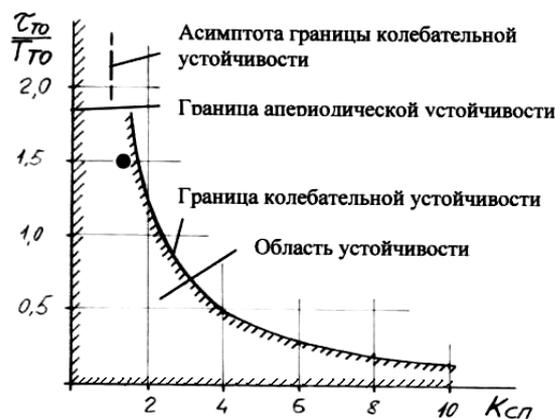


Рис. 6.3.13. Область устойчивости системы подачи водорода в координатах « $\tau_{TO}/T_{TO} - K_{СП}$ »: ● — ТО №1; $n_{ВД} = 5250$ об/мин; $P_{ПТ} = 1,3$ МПа (абс); $K_{СП} = 1,33$; $\Delta P_{Ж} = 0,7$ МПа

Схема модели контура «насос-ТО-сеть» в зоне критических параметров водорода для рассматриваемого ТО и устойчивого режима приведена на рис. 6.3.14, а на рис. 6.3.15 – переходные процессы и ЛАФЧХ.

В теплообменниках с перепуском части жидкого водорода без подогрева и последующим его смешением с газифицированной частью влияние интенсификации тепловых процессов в зоне критических параметров значительно меньше. На рис. 6.3.10 приведены характеристики топливной системы с теплообменником ТО №3, имеющего перепуск жидкого водорода. В зоне критических параметров водорода имеется лишь незначительное (не более 2°) увеличение температуры и небольшое увеличение крутизны характеристики $P_\phi = f(G)$.

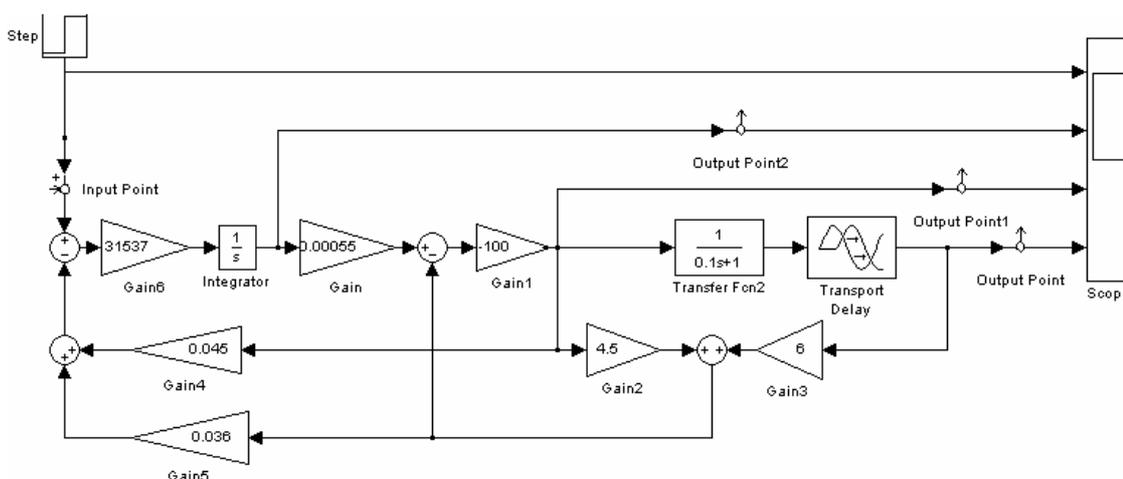
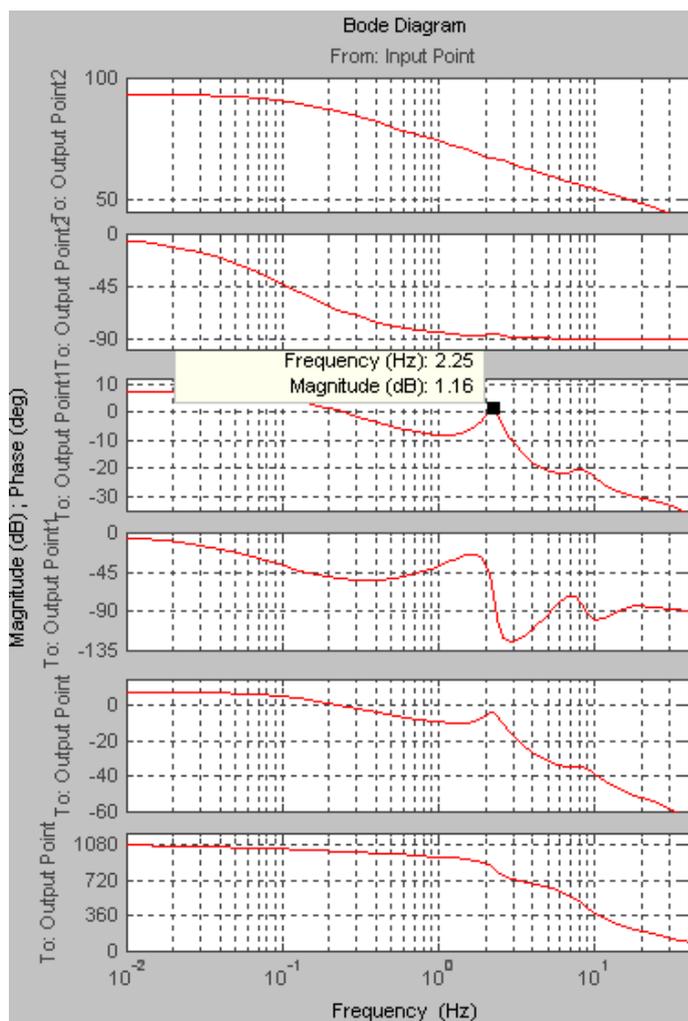
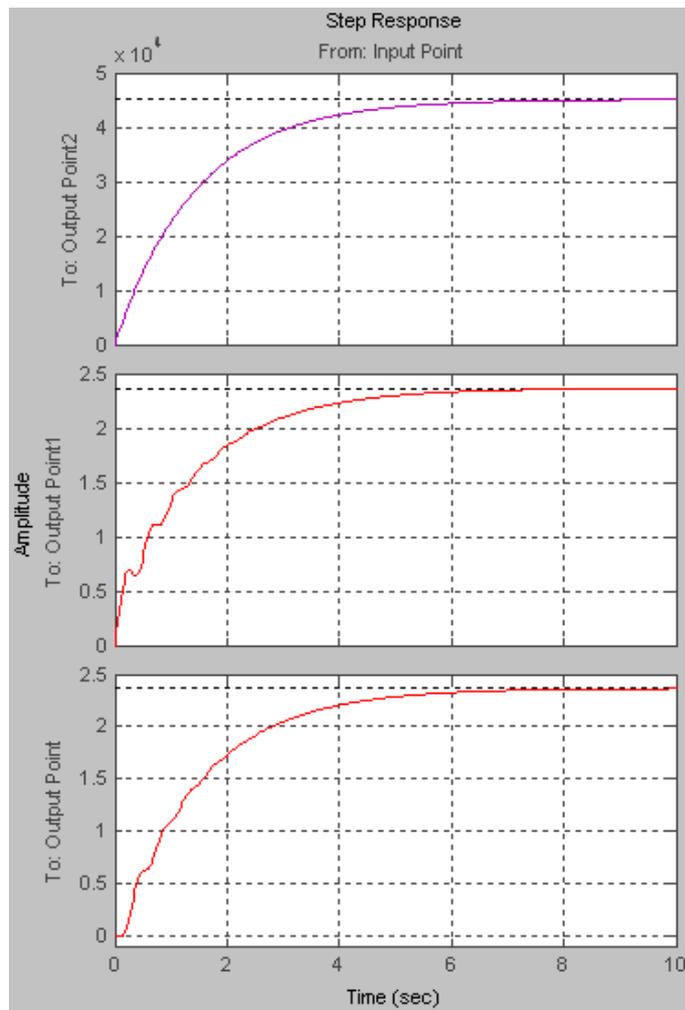


Рис. 6.3.14. Схема модели контура «насос-ТО-сеть» в области критического состояния водорода: ТО №3; $n_{ВД} = 5250$ об/мин; $Q_B = 2,5$ л/с; $P_{ПТ} = 1,3$ МПа (абс.); $K_{СП} = 1,33$; $\Delta P_{Ж} = 0,75$ МПа

Динамическая коррекция системы управляемым жидкостным дросселем позволяет полностью нейтрализовать отрицательное влияние специфики тепловых процессов в зоне критического состояния водорода, сохраняя при этом минимальное значение жидкостного сопротивления на высоких режимах [60].



a



б

Рис. 6.3.15. Динамические характеристики (а – ЛАФЧХ; б – переходный процесс) контура «насос-ТО-сеть» в области критического состояния водорода: ТО №1; $n_{ВД} = 5250$ об/мин; $Q_B = 2,5$ л/с; $P_{ПТ} = 1,3$ МПа (абс); $K_{СИ} = 1,33$; $f = 2,25$ Гц.

При работе на метане ($T_{КР} = 190,7$ К; $P_{КР} = 4,65$ МПа (абс.)) наибольшая интенсификация тепловых процессов должна находиться в диапазоне $P = 3,8 \dots 4,3$ МПа (изб.), что может соответствовать максимальным режимам современных ГТД с большой степенью сжатия и, вероятно, потребует мероприятий по уменьшению влияния этих процессов на динамические характеристики системы.

6.4. Динамика контура регулирования частоты вращения ТНА

6.4.1. Частотные характеристики агрегатов контура регулирования частоты вращения ТНА

По результатам частотных испытаний на агрегатном стенде регулятор частоты вращения ротора ТНА (агрегат регулирования АР-88), схема которого показана на рис. 6.4.1, аппроксимирован аperiodическим звеном с «чистым» запаздыванием $W_{AP}(s) = \frac{e^{-\tau_{AP}s}}{T_{AP}s + 1}$ ($\tau_{AP} = 0,033$ с и $T_{AP} = 0,08$ с). Как

видно из ЛАФЧХ на рис. 6.4.2, динамическая характеристика регулятора не зависит от положения выходного рычага и давления $P_{РЕЖ}$, соответствующего различным режимам двигателя. На этих испытаниях воздух на исполнительный механизм агрегата регулирования ИМАР - 88 не подавался.

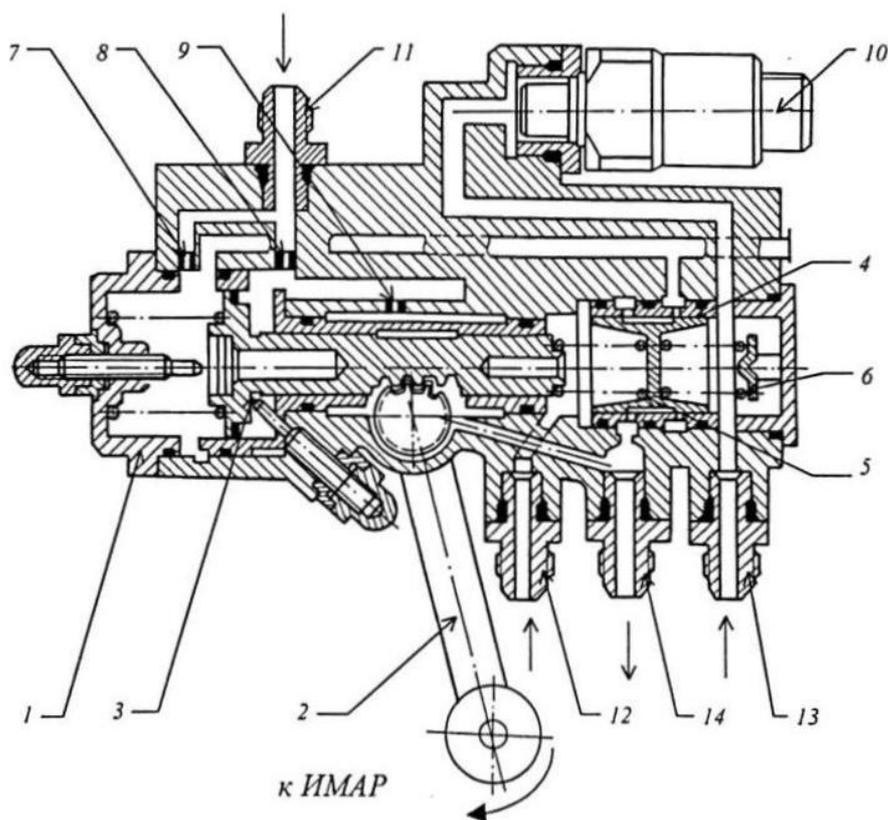


Рис. 6.4.1. Схема регулятора $n_{ТНА}$ АР-88: 1 – корпус; 2 – выходной рычаг; 3 – поршень-рейка; 4 – золотниковая пара; 5 – пружина обратной связи; 6 – пружина настройки; 7,8 – питающие жиклеры; 9 – сливной жиклер; 10 – сигнализатор предельной частоты вращения ТНА; 11 – штуцер $P_{КПД}$; 12 – штуцер $P_{РЕЖ}$; 13 – штуцер $P_{ДЧВ}$; 14 – штуцер слива

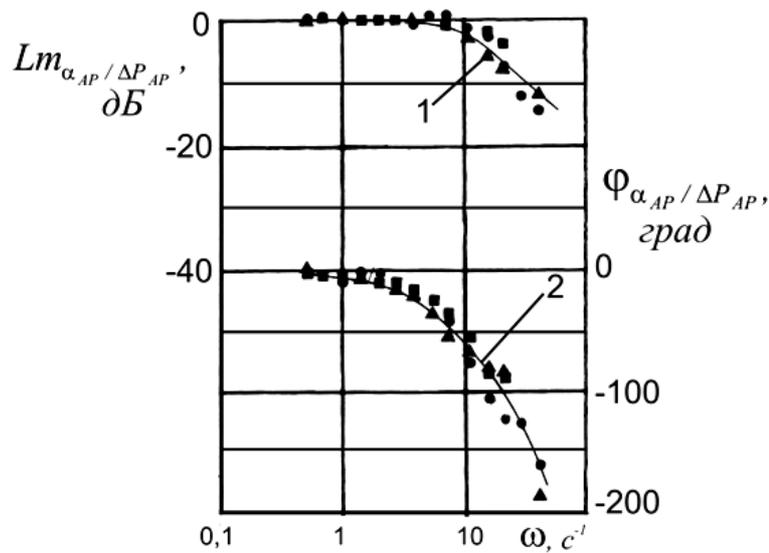


Рис. 6.4.2. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики агрегата регулирования AP-88, полученные в стендовых условиях (входной параметр - ΔP_{AP} ; выходной параметр - α_{AP}): ● - $\alpha_{AP} = 31 \dots 32^\circ$ $P_{реж} = 1$ МПа; ▲ - $\alpha_{AP} = 28 \dots 29^\circ$, $P_{реж} = 0,6$ МПа; ■ - $\alpha_{AP} = 20 \dots 22^\circ$, $P_{реж} = 0,4$ МПа

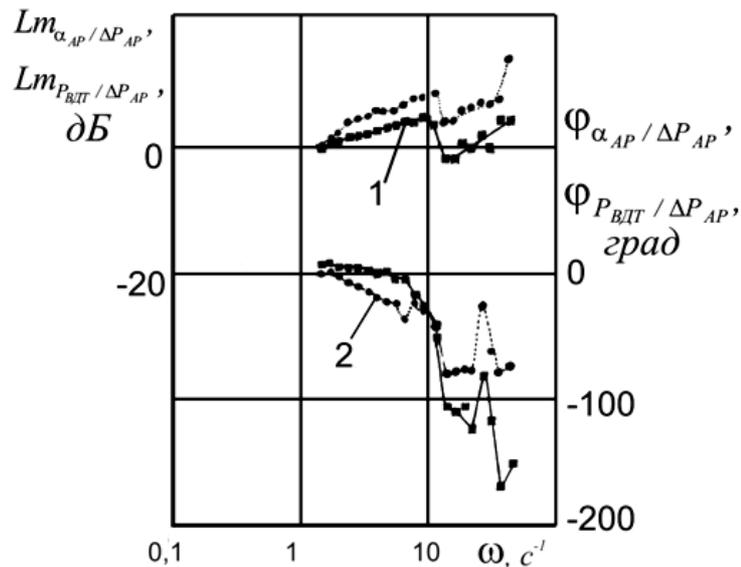


Рис. 6.4.3. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики регулятора частоты вращения ротора ТНА (AP + ИМАР) при $n_{ВД} = 6650$ об/мин: ■ - $\Delta \bar{\alpha}_{AP} / \Delta \bar{P}_{AP}$ ● - $\Delta \bar{P}_{ВДТ} / \Delta \bar{P}_{AP}$

Частотные характеристики AP с присоединенным исполнительным агрегатом ИМАР (вход - ΔP_{AP} , выход - α_{AP}), полученные в составе двигателя (рис. 6.4.3), на высоких режимах искажены относительно стендовых испытаний. На частотах 1,9...2,1 Гц (12...13 с⁻¹) наблюдается увеличение модуля частотной функции до 5 дБ и резкое отставание по фазе (больше -

90°). На этой же частоте происходит увеличение относительной амплитуды колебаний давления ΔP_{AP} до 0,3, свидетельствующая о резонансных явлениях в контуре регулирования $n_{ТНА}$. На фазовой характеристике отмечается второй резонанс на частоте 4,3 Гц.

На рис 6.4.4 приведены ЛАФЧХ ИМАР (вход - α_{AP} , выход - $P_{ВДТ}$). На характеристике отмечается резонанс - на частоте 3...4,5 Гц.

Резонанс, скорее всего, обусловлен недостаточными проходными сечениями перед дросселирующими «грибками» и нестабильностью сверхзвуковых течений несимметричных потоков воздуха через ИМАР (рис. 6.4.5), направленных навстречу друг другу.

Силовое воздействие на подвижные элементы ИМАР от потоков воздуха передается на АР, что, в сочетании с изменяющимся коэффициентом расхода воздуха, приводит к резонансным явлениям. Интенсивность процессов с увеличением давления и расхода воздуха возрастает.

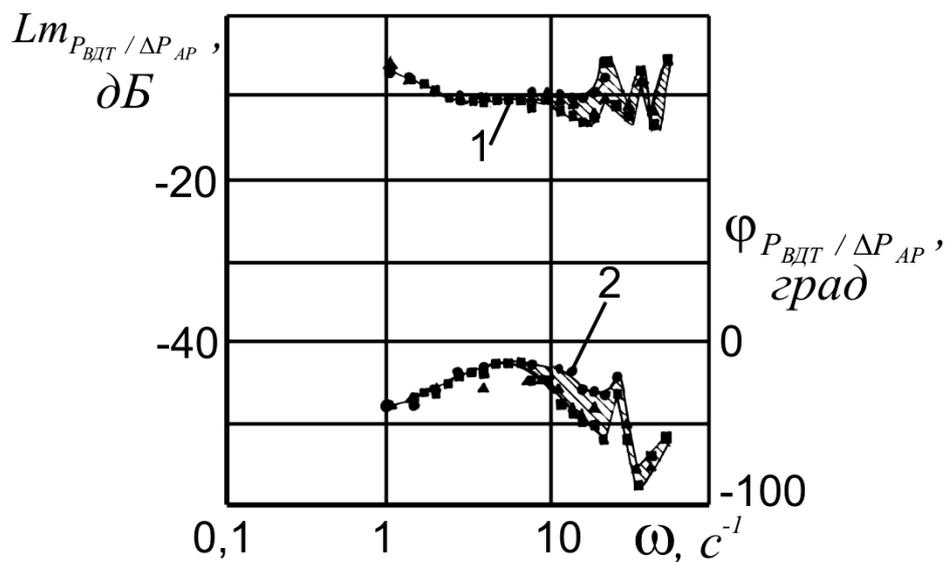


Рис. 6.4.4. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики ИМАР (вход - α_{AP} , выход - $P_{ВДТ}$) при $n_{ВД} = 6650$ об/мин; $P_2 = 0,77$ МПа; $P_{ВДТ} = 0,16$ МПа

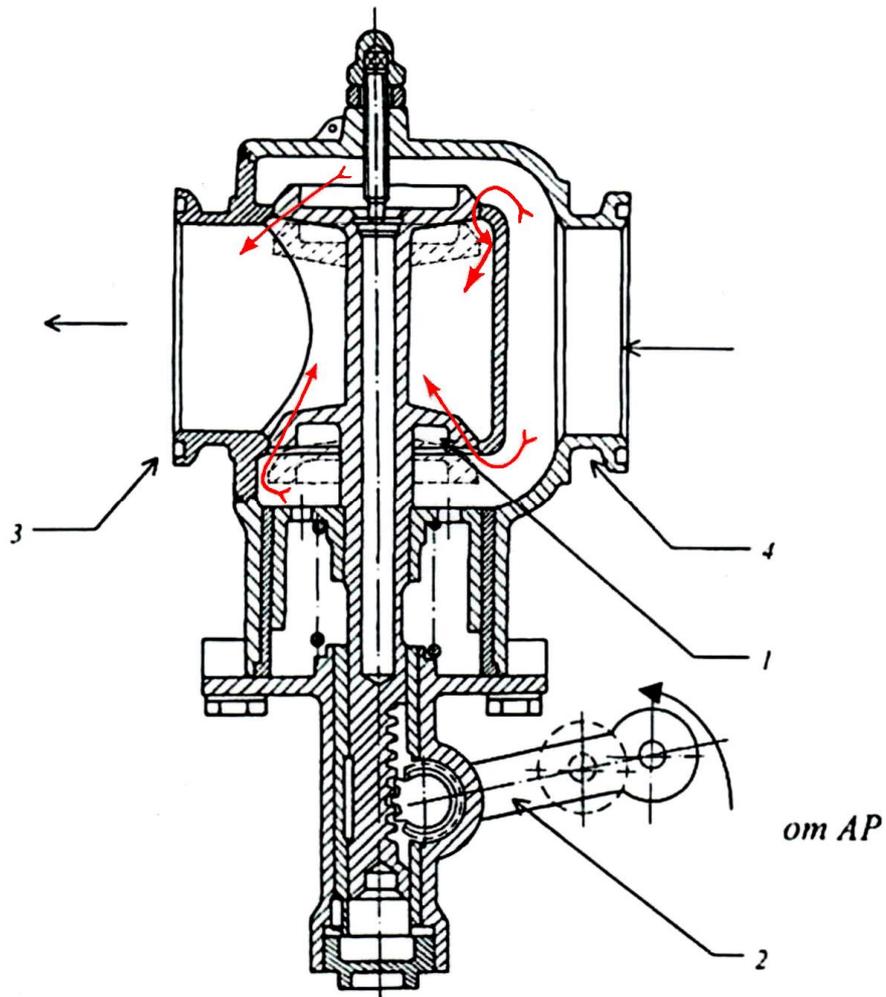


Рис. 6.4.5. Схема ИМАР-88:
1 – дроссельный кран; 2 – входной рычаг; 3,4 – фланцы

На рис. 6.4.6 представлена структурная схема для расчёта частотной характеристики АР-88 и ИМАР-88.

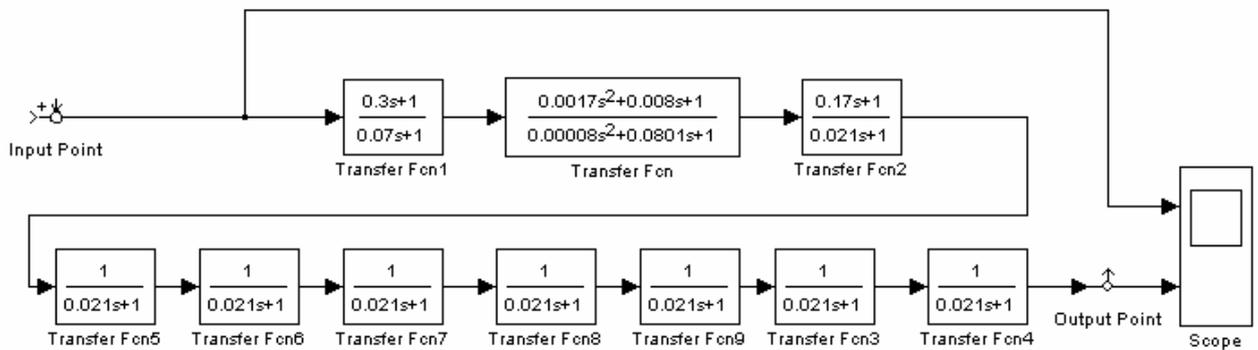
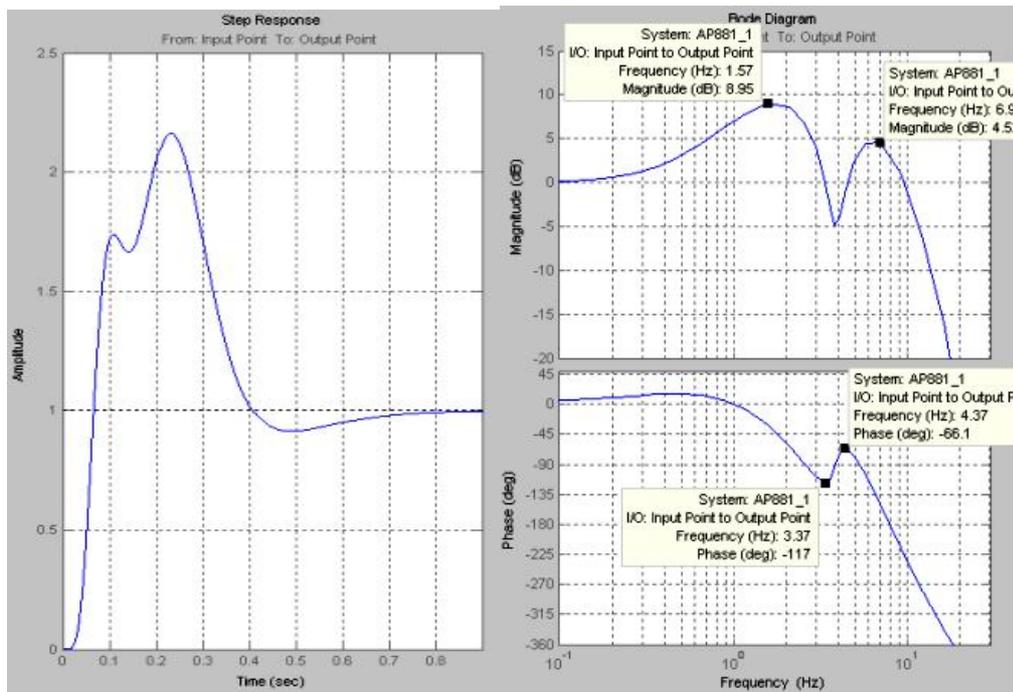


Рис. 6.4.6. Уточненная схема модел агрегата регулирования АР-88 и исполнительного механизма агрегата регулирования ИМАР-88:
вход ΔP_{AP} ; выход $P_{ВДТ}$; $n_{ВД} = 6650$ об/мин



а

б

Рис. 6.4.7. Динамические характеристики (а – переходный процесс; б – ЛАФЧХ) уточненной модели АР и ИМАР: вход ΔP_{AP} ; выход $P_{ВДТ}$; НК-88; $n_{ВД} = 6650$ об/мин

Экспериментальная ЛАФЧХ датчика частоты вращения ротора ТНА ДЧВ-88 на одном из режимов двигателя приведена на рис. 6.4.8, а зависимость параметров динамического звена ДЧВ-88 от частоты вращения ротора ТНА – на рис. 6.4.9. Аппроксимация частотной характеристики звена ДЧВ выполнена форсирующим звеном

$$W_{ДЧВ}(s) = \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$$

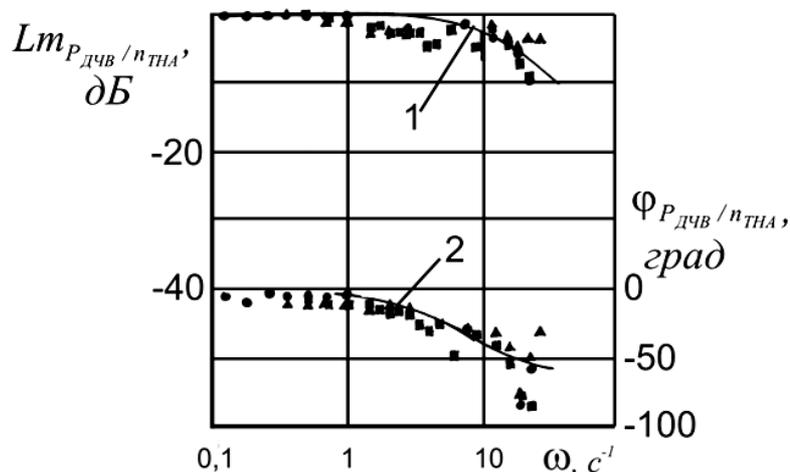


Рис. 6.4.8. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики датчика частоты вращения ДЧВ-88 при частоте вращения ротора ТНА 26000 об/мин

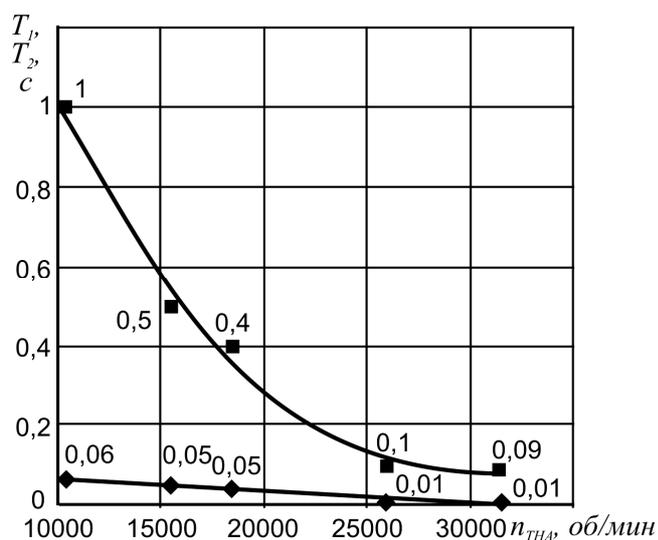


Рис. 6.4.9. Зависимость временных параметров аппроксимирующего звена ДЧВ-88 от частоты вращения ротора ТНА при $n_{ВД} = 6350$ об/мин:
 ◆ - T_1 ; ■ - T_2 .

Инерционность ДЧВ-88 с понижением режима значительно увеличивается и на малом газе T_2 превышает одну секунду, что сопоставимо с инерционностью других составляющих звеньев системы топливоподачи. Форсирование оказывает незначительное влияние ($T_1 \approx 0,1 T_2$).

6.4.2. Устойчивость контура регулирования частоты вращения ТНА

На рис. 6.4.10 помещены экспериментальные частотные характеристики датчика частоты вращения ТНА (вход - $P_{РЕЖ}$, выход - $n_{ТНА}$) с ТО №3 при частотах вращения ротора ВД двигателя $n_{ВД} = 5200$ об/мин и $n_{ВД} = 6650$ об/мин.

Как видно из рис. 6.4.10,б, замкнутый контур регулирования частоты вращения ротора ТНА на амплитудной характеристике имеет резонансный пик на частоте 3...3,5 Гц до 12 дБ (коэффициент колебательности $\zeta = 0,14$) с отставанием по фазе около 180^0 , что свидетельствует о незначительном запасе устойчивости контура регулирования $n_{ТНА}$ на этом режиме (по обычным нормам для САР значение ζ должно быть в пределах 0,3...0,7).

Причина малого запаса устойчивости связана с несбалансированностью силовых воздействий нестабильных воздушных сверхзвуковых потоков на ИМАР-88 при недостаточных проходных сечениях в агрегате вблизи дросселирующих «грибков». Вся линия подачи воздуха к турбине с агрегатами при этом приобретает свойства колебательного звена с малым коэффициентом затухания.

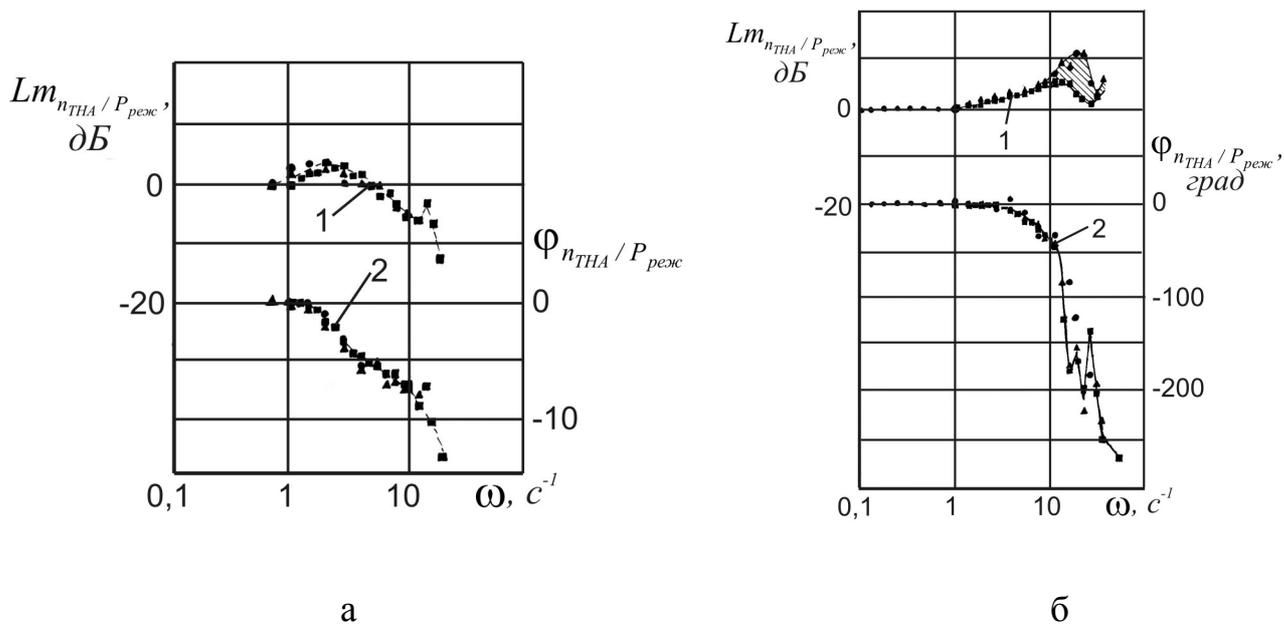


Рис. 6.4.10. Логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики датчика частоты вращения ТНА: а – $n_{ВД}=5200$ об/мин; $n_{ТНА}=15500$ об/мин; б – $n_{ВД}=6650$ об/мин; $n_{ТНА}=31500$ об/мин

По сравнению с высоким режимом, на режиме $n_{ВД} = 5200$ об/мин (рис. 6.4.10,а) резонансных пиков на частотной характеристике не прослеживается. Максимальное значение модуля составляет 4 дБ при частоте 0,32 Гц. Коэффициент колебательности $\zeta = 0,3$ находится в нормируемых для САР пределах.

Структурная схема модели системы топливопитания с контуром регулирования $n_{ТНА}$ и уточненными по экспериментальным данным параметрами моделей АР-88 и ДЧВ-88 на режиме $n_{ВД} = 6650$ об/мин представлена на рис. 6.4.11.

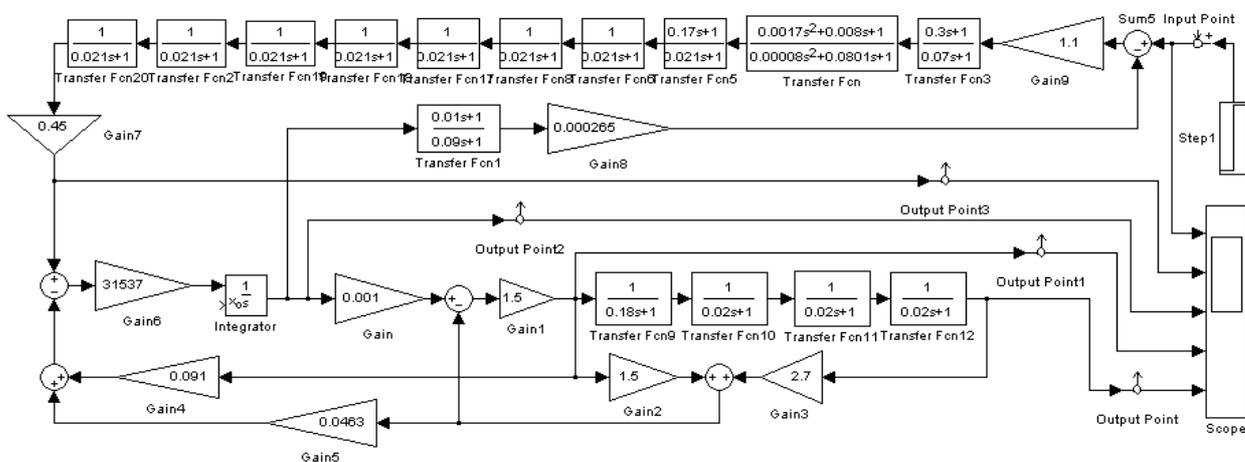


Рис. 6.4.11. Структурная схема СПТ с контуром регулирования $n_{ТНА}$ при $n_{ВД}=6650$ об/мин

Переходные процессы модели при ступенчатом возмущении по $P_{РЕЖ}$ и ЛАФЧХ для режимов $n_{ВД} = 6650$ и 5200 об/мин приведены на рис. 6.4.12. В затухающем колебательном переходном процессе контура $n_{ТНА}$ на режиме $n_{ВД} = 5200$ об/мин (частота $0,39$ Гц) заметно влияние контура «насос-теплообменник-сеть» наличием слабо затухающих колебаний $G_{ЖВ}$ с частотой $2,5 \dots 2,6$ Гц. На режиме $n_{ВД} = 6650$ об/мин затухающие колебания в контуре регулирования $n_{ТНА}$ при переходном процессе происходят с частотой $1,8$ Гц, а на первом колебании $\alpha_{АР}$ заметна частота около 7 Гц – воздействие специфической характеристики АР-88.

На ЛАФЧХ также можно отметить для режима $n_{ВД}=6650$ об/мин резонансную частоту $5,7$ Гц контура «насос-ТО-сеть». Резонансные частоты и увеличение амплитуд при резонансах можно проследить и на ЛАФЧХ. Как видно из экспериментальных и модельных динамических характеристик особенности характеристики АР-88 на частотах выше 4 Гц для режима $n_{ВД} = 6650$ об/мин незначительно ухудшают динамические свойства системы.

Быстродействие СПТ и параметрическая устойчивость насоса - важные свойства рассматриваемой системы, сильно зависящие от инерционности теплообменника. С этой целью выполнено моделирование устойчивости системы с теплообменниками различной инерционности.

Данные по влиянию ТО особенно важны для работы на метане, так как инерционность ТО увеличивается в $4 \dots 5$ раз при переходе с водорода на метан.

На рис. 6.4.13 приведены переходные процессы и ЛАФЧХ модели для $n_{ВД} = 6650$ об/мин с ТО разной инерционности (изменение $T_{ТО}$ в 7 и 14 раз от исходного значения $0,09$ с) и повышенными коэффициентами усиления двух контуров ($K_{АР} = 1,2$ и $K_{СП} = 9$). Повышенные коэффициенты усиления установлены для выявления особенностей динамических процессов.

На переходном процессе заметна значительная колебательность как контура «насос-ТО-сеть», так и контура $n_{ТНА}$. Характерная особенность переходного процесса – с увеличением инерционности ТО значительно возрастает амплитуда колебаний $G_{Ж}$, а амплитуды $n_{ТНА}$ и $G_{Г}$ уменьшаются. Частота колебаний контура $n_{ТНА}$ изменяется мало. В колебаниях $G_{Ж}$ превалирует частота $n_{ТНА}$. На ЛАФЧХ эти особенности подтверждаются. Фазовые характеристики по $\alpha_{АР}$ и $G_{Ж}$ имеют форсирование до 60^0 и 70^0 соответственно. Форсирование $G_{Ж}$ по амплитуде увеличивается с увеличением инерционности ТО от 16 до 24 дБ.

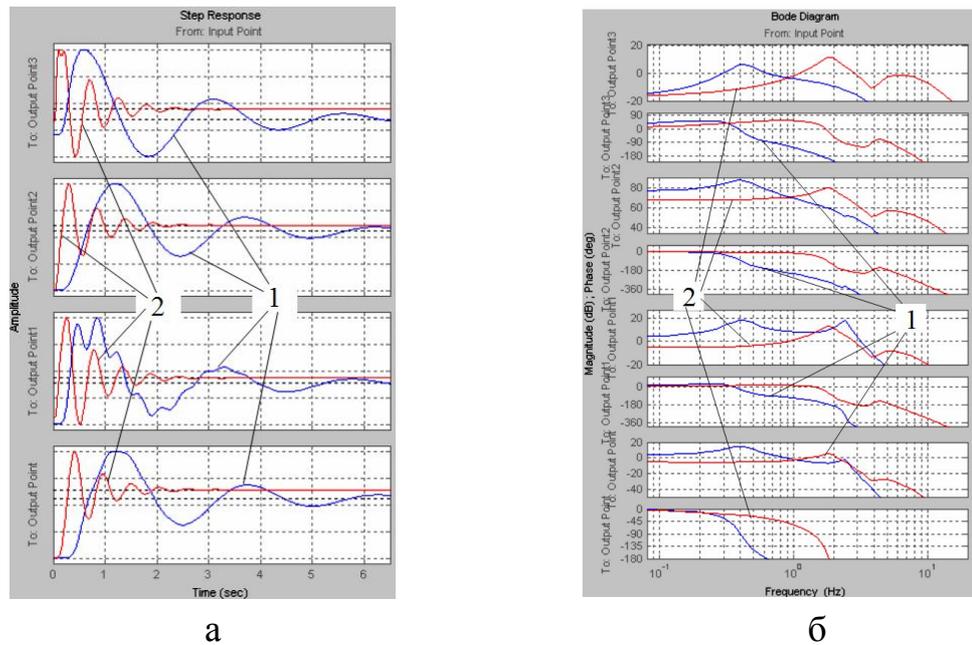
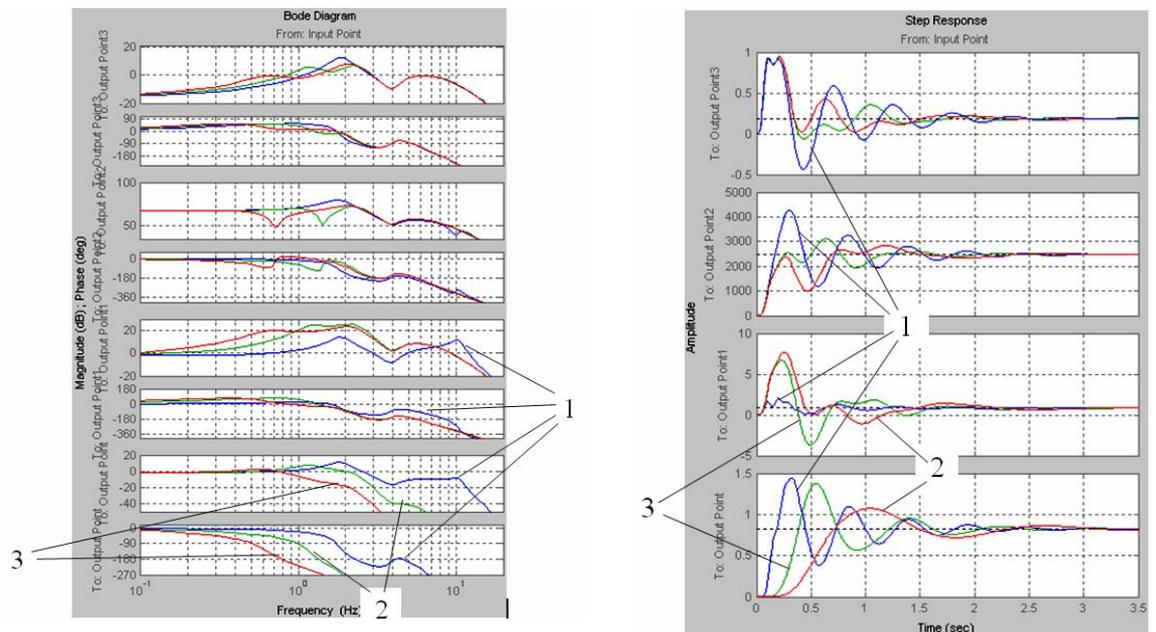


Рис. 6.4.12. Динамические характеристики (а – ЛАФЧХ; б – переходный процесс) модели СПТ с контуром регулирования $n_{ТНА}$ с ТО №3: 1 - $n_{ВД} = 5200$ об/мин ($Q_B = 2,55$ л/с, $K_{AP} = 1,35$); 2 - $n_{ВД} = 6650$ об/мин ($Q_B = 7,3$ л/с, $K_{AP} = 1,1$)

Это свидетельствует о том, что контур регулирования $n_{ТНА}$ компенсирует всю инерционность ротора ТНА за счет форсирования расхода насоса относительно частоты его вращения. Несмотря на такое форсирование, при максимальной инерционности ТО ($T_{ITO} = 1,26$ с) фазовое запаздывание G_T всей СПТ относительно $P_{РЕЖ}$ на частоте среза основного контура φ_C (0,8 Гц) достигает 180^0 . Для ТО с $T_{ITO} = 0,63$ с фазовое запаздывание составляет 65^0 , а для $T_{ITO} = 0,09$ с всего 20^0 .



а	б
---	---

Рис. 6.4.13. Динамические характеристики (а – ЛАФЧХ; б – переходный процесс) модели СПТ с устойчивым контуром $n_{ТНА}$ при $n_{ВД} = 6650$ об/мин; $K_{АР} = 1,2$; $K_{СП} = 9$ ($K_H = 10$; $K_{Ж} = 0,2$; $K_G = 2,7$): 1 - $T_{ITO} = 0,09$ с; 2 - $T_{ITO} = 0,63$ с; 3 - $T_{ITO} = 1,26$ с

По результатам экспериментальных исследований и выполненного моделирования ясно, что наряду с применением для регулирования криогенной топливной системы различных корректирующих средств, улучшающих быстродействие и устойчивость, приоритетным направлением должно быть значительное снижение запаздывания теплообменника-газификатора.

6.5. Коррекция динамических характеристик основного контура регулирования двигателя на криогенном топливе

Неустойчивость основного контура регулирования проявляется в автоколебаниях параметров двигателя при работе и на водороде и на метане, что может приводить к срыву насоса криогенного топлива. На малом газе частота колебаний составляет около 0,1 Гц, а на высоких режимах достигает 0,6 Гц для водорода и всего 0,2...0,3 Гц для метана.

Гидромеханический изодромный регулятор $n_{ВД}$ базового двигателя (ПИ-регулятор), используемый и для регулирования НК-88 и НК-89 не обеспечивает устойчивость основного контура из-за большой инерционности системы подачи топлива. В лучшем случае, запас устойчивости САР по фазе и модулю отсутствует, что видно на ЛАФЧХ разомкнутой системы (см. рис. 6.3.7). Минимальный запас устойчивости достигался только за счет снижения быстродействия регулятора и, следовательно, САР.

Коррекция основного контура регулирования для обеспечения устойчивости и повышения быстродействия – задача этого раздела, которая заключается в разработке более совершенного регулятора, исследовании его эффективности, оптимизации для повышения его возможностей, обосновании пути уменьшения инерционности СПТ.

6.5.1. Разработка ПИД-регулятора частоты вращения ротора ВД двигателя

Введение производных в закон регулирования является мощным средством улучшения качества регулирования, то есть увеличения запасов устойчивости и повышения быстродействия САР. Из астатических регуляторов ПИД-регуляторы наиболее универсальны, эффективно повышают запасы устойчивости и одновременно сокращают время протекания переходных процессов.

Для управления системой подачи криогенного топлива в НК-88 установлен задатчик режима ТНА, который преобразует расход керосина, дозируемый ПИ-регулятором НР-8-2У базового двигателя, в управляющее давление $P_{РЕЖ} = f(G_{КЕР})$.

В САР НК-88 ПИД-закон можно выполнить за счет придания форсирующих свойств задатчику режима коррекцией $P_{РЕЖ}$ по скорости изменения величины перепускаемого в бак керосина, а также дополнительной коррекцией $P_{РЕЖ}$ по скорости изменения давления в маятниковой полости базового регулятора $P_M = f(n_{ВД})$. Два канала такой коррекции предназначены для усиления форсирующего эффекта и оптимизации частотных свойств регулятора по режимам ГТД. На рис. 6.5.1 представлена блок-схема такого ПИД-регулятора.

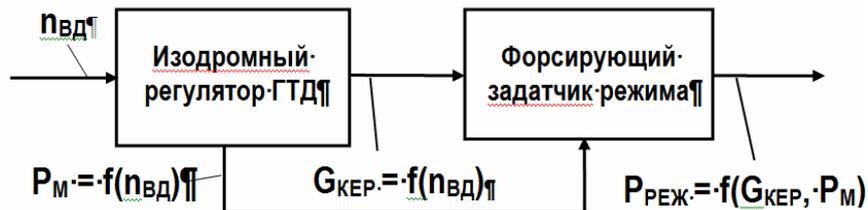


Рис. 6.5.1. Блок схема ПИД-регулятора основного контура

Гидравлическая схема ПИД-регулятора основного контура представлена на рис. 6.5.2. ПИД-регулятор основного контура состоит из гидромеханического изодромного регулятора $n_{ВД}$ 1 и форсирующего задатчика режима ТНА 2. Давление $P_{РЕЖ}$ создается за счет дросселирования окнами 8 клапана 3 расхода керосина, дозируемого регулятором $n_{ВД}$. Давление $P_{РЕЖ}$ определяется усилием пружины клапана и давлением в его пружинной полости P_1 . Форсирующий эффект достигается за счет демпфирования поршня клапана 3 двумя дроссельными пакетами 4 и 5, соединяющими пружинную полость клапана 3 соответственно с входом в клапан и со сливом. Производительность дроссельных пакетов определяет

частотный диапазон задатчика режима, а соотношение производительностей – наклон характеристики $P_{РЕЖ} = f(G_{КЕР})$.

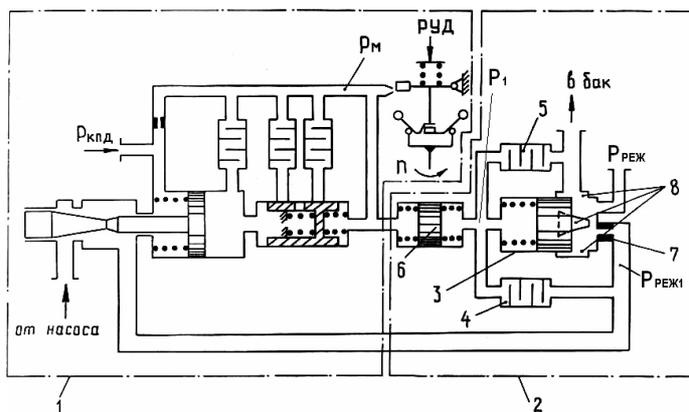


Рис. 6.5.2. ПИД-регулятор основного контура регулирования двигателя: 1 – ПИ-регулятор $n_{ВД}$; 2 – задатчик режима ТНА; 3 – клапан; 4, 5 – дроссельные пакеты; 6 – дифференцирующая приставка; 7 – дроссельная шайба; 8 – окна клапана

Дифференцирование давления $P_M = f(n_{ВД})$ осуществляется клапаном 3 и приставкой 6, на золотник которой с двух сторон действуют две пружины и давления – P_M и P_1 . Для коррекции частотных характеристик задатчика 2 по режимам ГТД окна клапана 3 выполнены переменной ширины по ходу клапана – с их увеличением при повышении режима двигателя, а на входе в клапан на линии дозированного расхода керосина установлена дроссельная шайба 7.

На рис. 6.5.3 помещена конструктивная схема задатчика режима и размер одного из четырех одинаковых дросселирующих окон клапана.

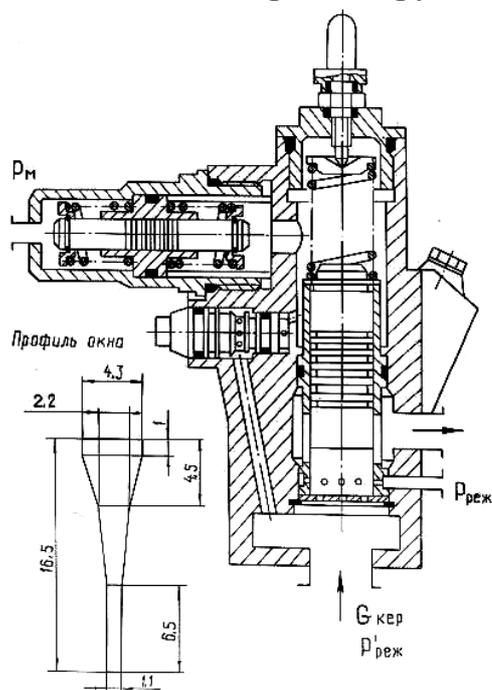


Рис. 6.5.3. Конструктивная схема задатчика режима ТНА.

6.5.2. Моделирование динамических свойств задатчика режима ТНА и ПИД-регулятора

На рис. 6.5.4 приведена расчетная схема задатчика режима ТНА: S_1 – площадь поршня клапана; S_2 – площадь дифференцирующего золотника; h – ширина окна клапана; z – условная длина прямоугольного окна; C_1 , C_2 – жесткость пружины клапана и пружин (суммарная) дифференцирующего золотника; F – усилие пружины клапана; A_1 , A_2 – расход дроссельных пакетов при единичном перепаде давлений ($A_2/A_1 = \delta_1$); A_3 – расход входного дросселя при единичном перепаде давлений; P_1 – давление в пружинной полости клапана; P_3 – перепад давлений на входном дросселе ($P_3 = P_{РЕЖ1} - P_{РЕЖ}$, $\delta_2 = P_{РЕЖ1} / P_{РЕЖ}$).

Модель форсирующего задатчика режима ТНА рассчитывается отдельно по двум каналам – каналу расхода керосина $G_{КЕР}$ и каналу P_M . При выводе уравнений инерционность подвижных частей и силы трения не учитываются, а сливное давление $P_{СЛ}$ принято равным нулю. Моделирование ПИД-регулятора $n_{ВД}$ выполняется по линейным моделям ПИ-регулятора $n_{ВД}$ и задатчика режима ТНА.

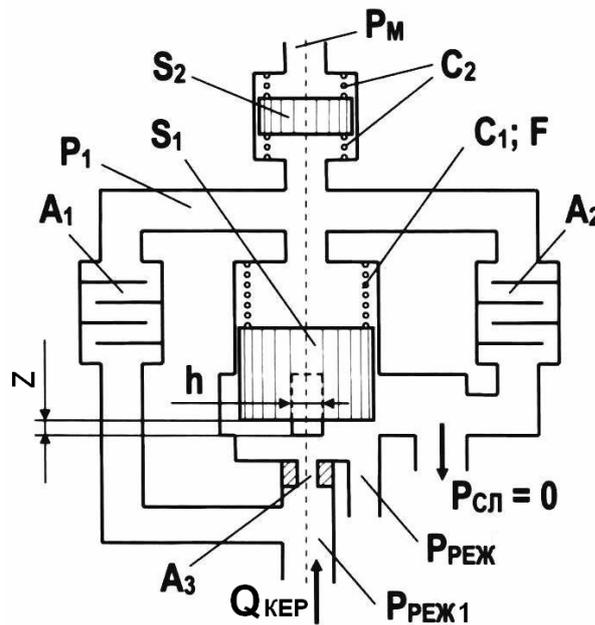


Рис. 6.5.4. Расчетная схема задатчика режима ТНА

Предварительно выводятся уравнения задатчика режима ТНА по каналу расхода керосина без дифференцирующей приставки.

Уравнение баланса давлений:

$$P_{РЕЖ1} = P_{РЕЖ} + P_3 \text{ или } P_{РЕЖ} \delta_2 = P_{РЕЖ} + P_3. \quad (6.5.1)$$

Преобразуем значения $P_{PEЖ}$ и P_3 с учётом уравнения для расхода керосина:

$$P_{PEЖ} \delta_2 = \frac{G_{KEP}^2}{\mu^2 h^2 z^2} + \frac{G_{KEP}^2}{A_3^2}; \quad (6.5.2)$$

где μ – коэффициент расхода окна клапана.

После линеаризации и перехода к малым отклонениям выделим Δz

$$\Delta z = -\frac{\delta_2 \mu^2 h^2 (z)_0^3}{2(G_{KEP})_0^2} \Delta P_{PEЖ} + \left(\frac{(z)_0}{(G_{KEP})_0} + \frac{\mu^2 h^2 (z)_0^3}{(G_{KEP})_0 A_0^2} \right) \Delta G_{KEP} \quad (6.5.3)$$

Продифференцируем уравнение (6.5.3) по времени

$$\frac{d\Delta z}{dt} = -\frac{\delta_2 \mu^2 p^2 (z)_0^3}{2(G_{KEP})_0^2} \times \frac{d\Delta P_{PEЖ}}{dt} + \left(\frac{(z)_0}{(G_{KEP})_0} + \frac{\mu^2 p^2 (z)_0^3}{(G_{KEP})_0 A_3^2} \right) \frac{d\Delta G_{KEP}}{dt} \quad (6.5.4)$$

Уравнение баланса сил в отклонениях запишется в виде:

$$\delta_2 \Delta P_{PEЖ} - \frac{2(G_{KEP})_0}{A_3^2} \Delta G_{KEP} = \Delta P_1 + \frac{C_1}{S_1} \Delta z \quad (6.5.5)$$

Подставляя значение Δz из (6.5.3) в (6.5.5), получим выражение для ΔP_1 :

$$\Delta P_1 = \left(\delta_2 + \frac{C_1 \delta_2 \mu^2 p^2 (z)_0^3}{2S_1 (G_{KEP})_0^2} \right) \Delta P_{PEЖ} - \left(\frac{2(G_{KEP})_0}{F_3^2} + \frac{C_1 (z)_0}{G_1 (G_{KEP})_0} + \frac{C_1 \mu^2 p^2 (z)_0^3}{G_1 F_3^2 (G_{KEP})_0} \right) \Delta G_{KEP} \quad (6.5.6)$$

Уравнение баланса расходов через пружинную полость клапана выглядит так

$$Q_{KЛ} = Q_1 - Q_2, \quad (6.5.7)$$

где $Q_{KЛ} = S_1 \frac{dz}{dt}$ – расход, обусловленный движением поршня клапана;

$Q_1 = A_1 (P_{PEЖ} \delta_2 - P_1)^{0,5}$ – объемный расход через питающий дроссельный пакет; $Q_2 = A_2 P_1^{0,5}$ – объемный расход через стравливающий дроссельный пакет.

После подстановки формул расходов в (6.5.7) уравнение примет вид:

$$S_1 \frac{dz}{dt} = A_1 (P_{PEЖ} \delta_2 - P_1)^{0,5} + A_2 P_1^{0,5} \quad (6.5.8)$$

После линеаризации уравнения (6.5.8) получим уравнение в отклонениях:

$$S_1 \frac{d\Delta z}{dt} = - \frac{(A_1^2 + A_2^2)^{0,5} \delta_2^{0,5}}{2\delta_1 (P_{PEЖ})_0^{0,5}} \Delta P_{PEЖ} + \frac{(1 + \delta_1^2)(A_1^2 + A_2^2)^{0,5}}{2\delta_1 (P_{PEЖ})_0^{0,5} \delta_2^{0,5}} \Delta P_1 \quad (6.5.9)$$

Введя обозначения

$$K_1 = \frac{2\delta_1 S_1^2 (P_{PEЖ})_0^{0,5} \delta_2^{0,5}}{C_1 A_1 (1 + \delta_1^2)^{3/2}} \quad (6.5.10)$$

$$K_2 = \frac{2S_1 P_{PEЖ}}{C_1} \quad (6.5.11)$$

и переходя к операторной форме, определяем передаточную функцию задатчика режима по каналу расхода керосина

$$W_{Q_{KEP}}(s) = K_{PEЖ} \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (6.5.12)$$

$$\text{где } K_{PEЖ} = \frac{2P_{PEЖ}}{Q_{PEЖ}} \times \frac{1 + K_2(\delta_2 - 1) / \delta_2}{1 + K_2 \delta_1^2 / (\delta_1^2 + 1)} \quad (6.5.13)$$

$$T_1 = \frac{K_1}{1 + K_2(\delta_2 - 1) / \delta_2} \quad (6.5.14)$$

$$T_2 = \frac{K_1}{1 + K_2 \delta_1^2 / (\delta_1^2 + 1)} \quad (6.5.15)$$

Звено (6.5.12) обладает форсирующим эффектом. Максимальная эффективность достигается на низких режимах, когда сопротивление входного дросселя минимальное, а значение δ_1 при этом приближается к нулю. Минимальная эффективность наблюдается на максимальном режиме, когда δ_2 имеет максимальное значение. При $P_3 = P_{PEЖ} (\delta_1 = 2)$ и $A_1 = A_2 (\delta_2 = 1)$ звено $W_{Q_{KEP}}(s)$ превращается в пропорциональное, а при дальнейшем увеличении P_3 относительно $P_{PEЖ}$ в рассматриваемом звене преобладают инерционные свойства.

Вывод уравнений задатчика режима ТНА по каналу Q_{KEP} с дифференцирующей приставкой (при $P_M = const$) выполняется со следующими отличиями. В уравнение баланса расходов (6.5.9) добавляется дополнительный расход, обусловленный перемещением дифференцирующей приставки. Тогда уравнение (6.5.9) приобретает вид:

$$S_1 \frac{d\Delta z}{dt} = - \frac{(A_1^2 + A_2^2)^{0,5} \delta_2^{0,5}}{2\delta_1 (P_{PEЖ})_0^{0,5}} \Delta P_{PEЖ} + \frac{(1 + \delta_1^2)(A_1^2 + A_2^2)^{0,5}}{2\delta_1 (P_{PEЖ})_0^{0,5} \delta_2^{0,5}} \Delta P_1 + \frac{S_2^2}{C_2} \times \frac{d\Delta P_1}{dt} \quad (6.5.16)$$

Дифференцируем выражение (4.6) по времени:

$$\begin{aligned} \frac{d\Delta P_1}{dt} = & \left(\delta_2 + \frac{C_1 \delta_2 \mu^2 h^2(z)_0^3}{2S_1 (G_{KEP})_0^2} \right) \frac{d\Delta P_{PEЖ}}{dt} - \\ & - \left(\frac{2(G_{KEP})_0}{F_3^2} + \frac{C_1(z)_0}{S_1 (G_{KEP})_0} + \frac{C_1 \mu^2 h^2(z)_0^3}{S_1 F_3^2 (G_{KEP})_0} \right) \frac{d\Delta G_{KEP}}{dt} \end{aligned} \quad (6.5.17)$$

Подставляем значение $\frac{d\Delta P_1}{dt}$ из (6.5.17) в (6.5.16). После решения всех уравнений определяется уточненная передаточная функция задатчика режима по каналу расхода керосина:

$$W_{Q_{KEP}}(s) = \frac{P_{PEЖ}(s)}{Q_{KEP}(s)} = K_{PEЖ} \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} \quad (6.5.18)$$

$$\text{где } T_1 = K_1 \frac{1 + (S_2^2 C_1 / S_1^2 C_2)(1 + K_2(\delta_2 - 1) / \delta_2)}{1 + K_2(\delta_2 - 1) / \delta_2} \quad (6.5.19)$$

$$T_2 = K_1 \frac{1 + (S_2^2 C_1 / S_1^2 C_2)(1 + K_2)}{1 + K_2 \delta_1^2 / (\delta_1^2 + 1)} \quad (6.5.20)$$

Коэффициенты K_1 , K_2 и $K_{PEЖ}$ сохранили значения (6.5.10), (6.5.11) и (6.5.13), соответственно. Рассчитывается передаточная функция задатчика для входного параметра P_M и выходного $P_{PEЖ}$ при фиксированном значении Q_{KEP} . Уравнение изменения давления по ходу поршня клапана в отклонениях:

$$\Delta P_{PEЖ} = - \frac{2\mu h (P_{PEЖ})_0^{3/2}}{Q_{KEP}} \Delta z \quad (6.5.21)$$

Продифференцируем уравнение (6.5.21) по времени:

$$\frac{d\Delta P_{PEЖ}}{dt} = - \frac{2\mu h (P_{PEЖ})_0^{3/2}}{Q_{KEP}} \times \frac{d\Delta z}{dt} \quad (6.5.22)$$

Уравнение баланса сил на поршне клапана в отклонениях примет вид:

$$\Delta P_{PEЖ} = \Delta P_1 + \frac{C_1}{S_1} \Delta z \quad (6.5.23)$$

Уравнение скорости изменения объема пружинной полости в отклонениях:

$$S_1 \frac{d\Delta z}{dt} = - \frac{(A_1^2 + A_2^2)^{0,5} \delta_2^{0,5}}{2\delta_1 (P_{PEЖ})_0^{0,5}} \Delta P_{PEЖ} + \frac{(1 + \delta_1^2)(A_1^2 + A_2^2)^{0,5}}{2\delta_1 (P_{PEЖ})_0^{0,5} \delta_2^{0,5}} \Delta P_1 + \left(\frac{S_2^2}{C_2} \times \frac{d\Delta P_1}{dt} \right) - \left(\frac{S_2^2}{C_2} \times \frac{d\Delta P_M}{dt} \right) \quad (6.5.24)$$

Подставив значение Δz из (6.5.21) в (6.5.23) получим:

$$\Delta P_1 = \left(1 + \frac{Q_{KEP} C_1}{2S_1 \mu h (P_{PEЖ})_0^{3/2}} \right) \Delta P_{PEЖ} \quad (6.5.25)$$

Дифференцируем (6.5.25) по времени:

$$\frac{d\Delta P_1}{dt} = \left(1 + \frac{Q_{KEP} C_1}{2S_1 \mu h (P_{PEЖ})_0^{3/2}} \right) \frac{d\Delta P_{PEЖ}}{dt} \quad (6.5.26)$$

Подставляем формулы (6.5.22), (6.5.25) и (6.5.26) в выражение (6.5.24). После преобразований и перехода к операторной форме получим передаточную функцию задатчика режима по каналу P_M , представляющую дифференцирующее звено с замедлением:

$$W_{P_M}(s) = \frac{P_{PEЖ}(s)}{P_M(s)} = \frac{K_{ДИФ} s}{T_2 s + 1} \quad (6.5.27)$$

$$\text{где } K_{ДИФ} = \frac{S_2^2 C_1}{S_1^2 C_2} \frac{K_1 K_2}{1 + K_2 (\delta^2 / 1 + \delta^2)} \quad (6.5.28)$$

$$T_2 = K_1 \frac{1 + (S_2^2 C_1 / S_1^2 C_2)(1 + K_2)}{1 + K_2 \delta_1^2 / (\delta_1^2 + 1)} \quad (\text{тождественно (6.5.20)}) \quad (6.5.29)$$

Коэффициенты K_1 и K_2 сохранили также значения (6.5.10) и (6.5.11).

На рис. 6.5.5 приведена структурная схема разработанного ПИД-регулятора $n_{ВД}$, представляющая соединение изодромного регулятора с двумя каналами форсирующего задатчика режима ТНА.

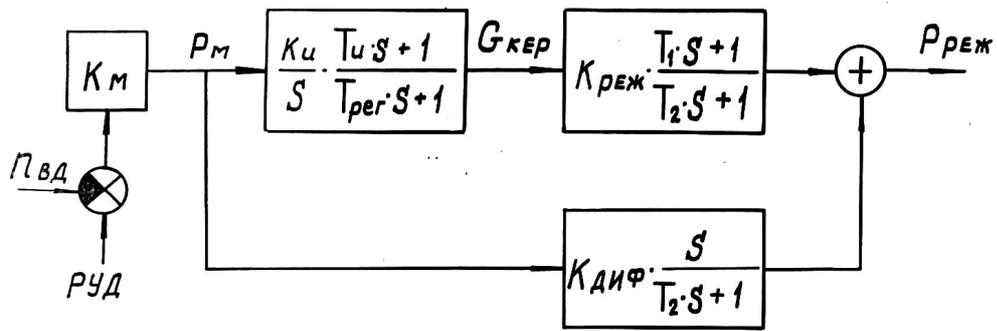


Рис. 6.5.5. Структурная схема ПИД-регулятора частоты вращения ротора ВД основного контура

Передаточная функция ПИД-регулятора $n_{ВД}$ в соответствии со структурной схемой на рис. 6.5.5 имеет вид:

$$W_{ПИД}(s) = K_M K_{РЕЖ} K_{ИИ} \left\{ \frac{K_{ДИФ}}{K_{РЕЖ} K_{ИИ}} T_{РЕГ} s^3 + \left(\frac{K_{ДИФ}}{K_{РЕЖ} K_{ИИ}} + T_{ИИ} \right) s^2 + \right. \quad (6.5.30)$$

$$\left. + (T_{ИИ} + T_1) s + 1 \right\} / (S(T_{РЕГ} + 1)(T_2 s + 1))$$

Передаточная функция ПИД-регулятора включает два инерционных звена, одно инерционное звено входит в структуру ПИ-регулятора, а второе – в структуру форсирующего задатчика режима.

Как видно из формулы передаточной функции (6.5.30) на динамические свойства ПИД-регулятора оказывают влияние несколько параметров: четыре постоянных времени и три передаточных коэффициента. Увеличение $T_{ИИ}$, T_1 , $K_{ДИФ}$, уменьшение $K_{РЕЖ}$, $K_{ИИ}$ при неизменных $T_{РЕГ}$ и T_2 усиливают форсирующие свойства регулятора. Динамические характеристики регулятора определяются в основном его конструктивными параметрами: соотношением диаметров поршней, золотников, а также жесткостью пружин. Возможность перестройки динамических характеристик регулятора без изменения конструктивных параметров незначительна, что свойственно гидромеханическим системам. Подстройку же частотного диапазона возможно осуществлять дроссельными пакетами 4 и 5 (см. рис. 6.5.4): увеличение производительности дроссельных пакетов при неизменном их соотношении уменьшает пропорционально T_1 и T_2 и смещает частотную характеристику регулятора в высокочастотную область.

6.5.3. Расчетно-экспериментальные частотные характеристики ПИД-регулятора

В табл. 6.5.1 помещены конструктивные и некоторые настроечные параметры форсирующего задатчика режима ПИД-регулятора.

Таблица 6.5.1

D_1 , мм	D_2 , мм	C_1 , кгс/мм	C_2 , кгс/мм	A_1 , см ³ /мин	δ_1	δ_2	
						1000 кг/час	6000 кг/час
16	8	0,5	1,4	350	1,05	0,1	1,5

На рис 6.5.6 приведены статические характеристики задатчика режима, а на рис. 6.5.7 – расчетные АФЧХ, полученные совместно с ПИ-регулятором. Как видно из расчетных ЛАФЧХ, максимальное опережение фазы, создаваемое задатчиком относительно $G_{КЕР}$, составляет 50...60°. На максимальном режиме частотная характеристика благоприятно смещена в более высокочастотную зону. На низких режимах форсирование осуществляется в основном по каналу расхода, а на высоких – по каналу частоты вращения $n_{ВД}$. Эта закономерность прослеживается также на расчетной характеристике параметров звеньев задатчика режима (T_1 , T_2 , $K_{ДИФ}$) по режимам, представленной на рис. 6.5.8. Таким образом, эти два канала взаимно дополняя друг друга, обеспечивают на всех режимах примерно одинаковое форсирование.

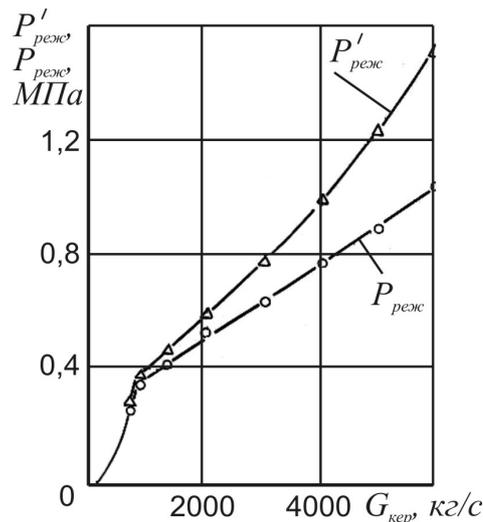


Рис. 6.5.6. Статические характеристики форсирующего задатчика режима ТНА

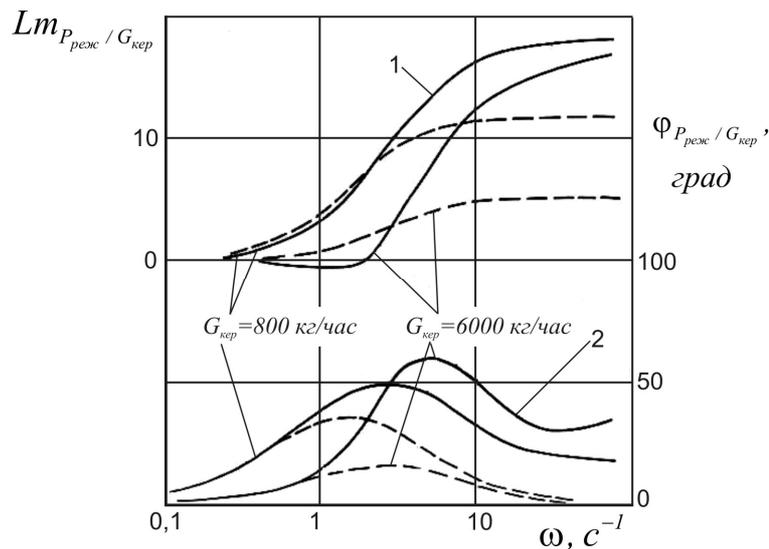


Рис. 6.5.7. Теоретические логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики задатчика режима ТНА: — - с дифференцирующей приставкой; ---- - без дифференцирующей приставки ($K_{\text{ДИФ}}=0$)

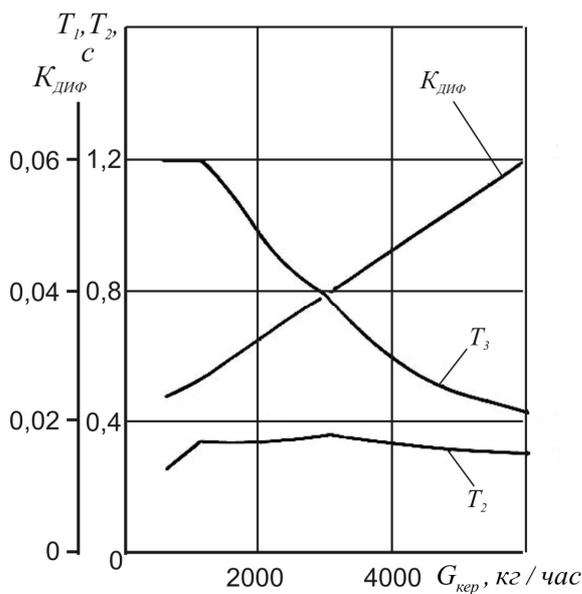
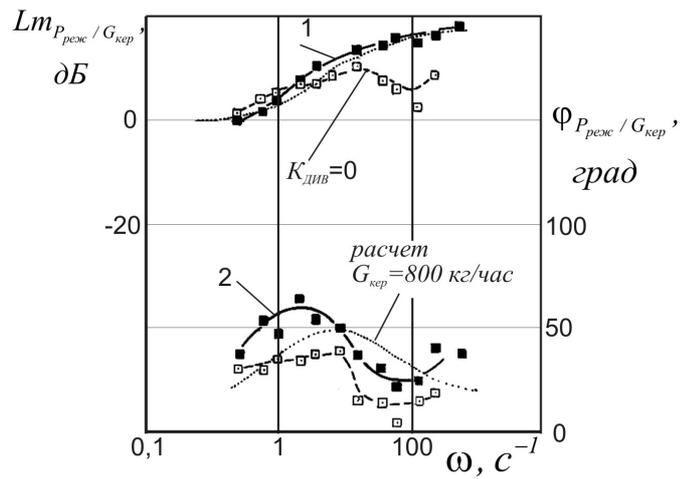
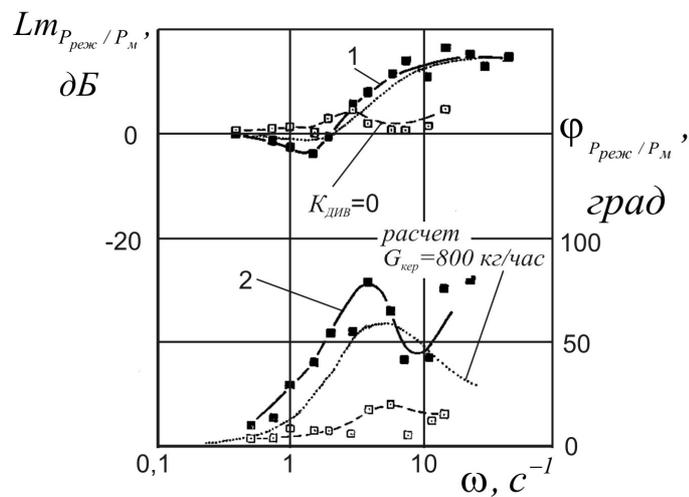


Рис. 6.5.8. Теоретические зависимости параметров форсирующего задатчика режима от расхода топлива

На рис. 6.5.9 приведены экспериментальные АФЧХ задатчика режима ТНА в составе ПИ-регулятора $n_{ВД}$, а на рис. 6.5.10 АФЧХ ПИ-регулятора и ПИД-регулятора $n_{ВД}$ основного контура, полученные на агрегатном стенде. Как видно из характеристик, на возможных частотах собственных колебаний системы регулирования опережение по фазе достигает 60° при незначительном увеличении коэффициента усиления.

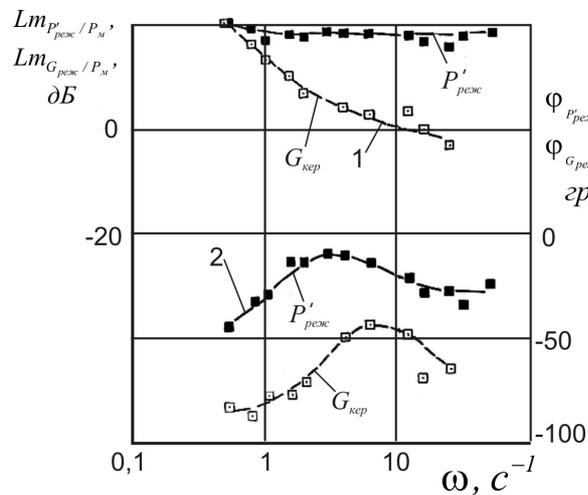


а



б

Рис. 6.5.9. Экспериментальные логарифмические-частотные (1) и фазочастотные характеристики (2) задатчика режима при различных расходах керосина: а - $G_{КЕР}=1200$ кг/час; б - $G_{КЕР}=5800$ кг/час



а

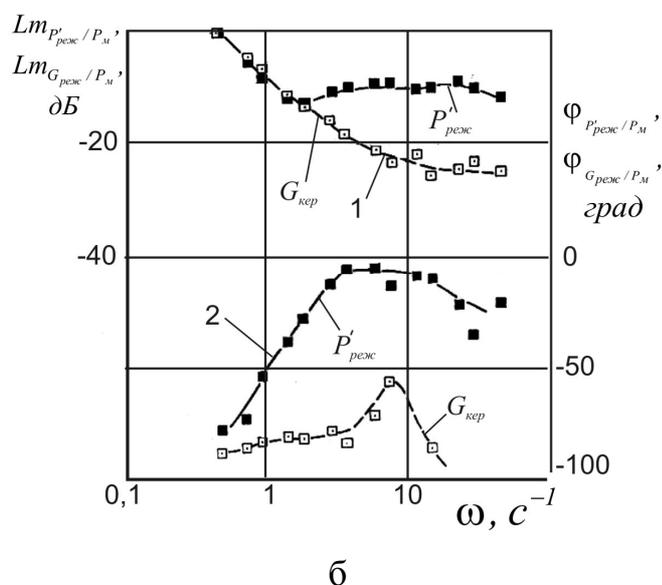


Рис. 6.5.10. Экспериментальные логарифмические амплитудно-частотные (1) и фазочастотные (2) характеристики ПИ-регулятора и ПИД-регулятора режима, вход P_M ; выход $P_{РЕЖ}$; $G_{КЕР}$. а - $G_{КЕР}=1200$ кг/час; б - $G_{КЕР}=5800$ кг/час

6.5.4. Экспериментальное исследование САР двигателя НК-88 с ПИД-регулятором

ПИД-регуляторы, состоящие из серийных регуляторов расхода керосина (регулируемый параметр $n_{ВД}$) и форсирующие задатчики режима испытывались в составе двигателя с различными теплообменниками. На двигателе с ТО №5, имеющим диаметр трубок 10 мм и объем 1,7 л, после установки форсирующего задатчика режима были полностью устранены имеющиеся автоколебания. На рис. 6.5.11 помещены осциллограммы переходных процессов двигателя от малого газа до максимального режима, полученные при ступенчатом перемещении РУД. На низких и максимальных режимах переходные процессы затухают за 1...1,5 колебания, и лишь на одном промежуточном режиме – за 2...3 колебания.

Переходный процесс, характеризующий динамические свойства САР при работе на водороде с теплообменником №7, который имел самый минимальный объем ($V = 0,6$ л) из всех разработанных ТО, представлен на осциллограмме рис. 6.5.12. Режим работы двигателя около 0,4 номинального ($n_{ВД} \approx 5870$ об/мин). В начале процесса при положении ДАЗа, обеспечивающего устойчивость СП, выполнено два ступенчатых увеличения РУД для определения качества переходного процесса и эффективности ПИД-регулятора.

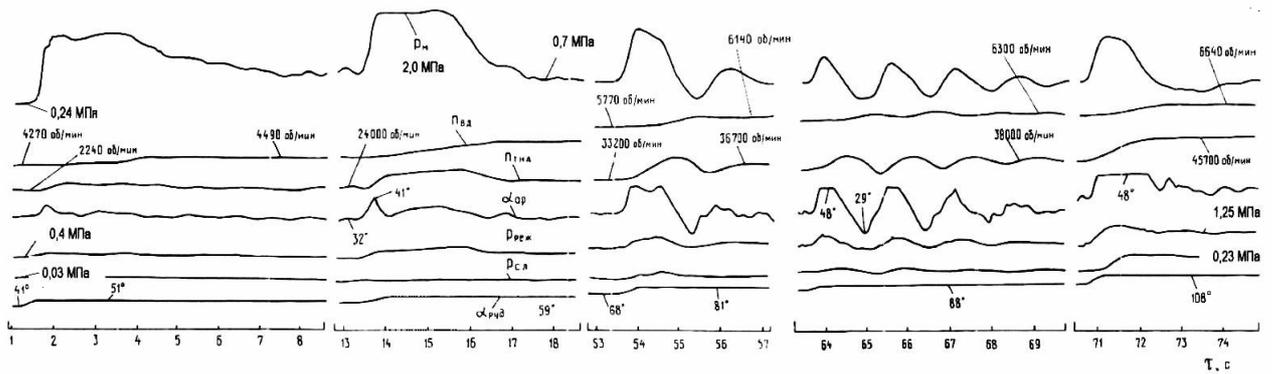


Рис. 6.5.11. Переходные процессы двигателя НК-88 с ПИД-регулятором при ступенчатом перемещении РУД; теплообменник №5 ($V = 1,7$ л)

Во второй половине процесса принудительно ступенчато открывается проходное сечение ДАЗа с целью увеличения коэффициента усиления системы до достижения неустойчивости и появления автоколебаний.

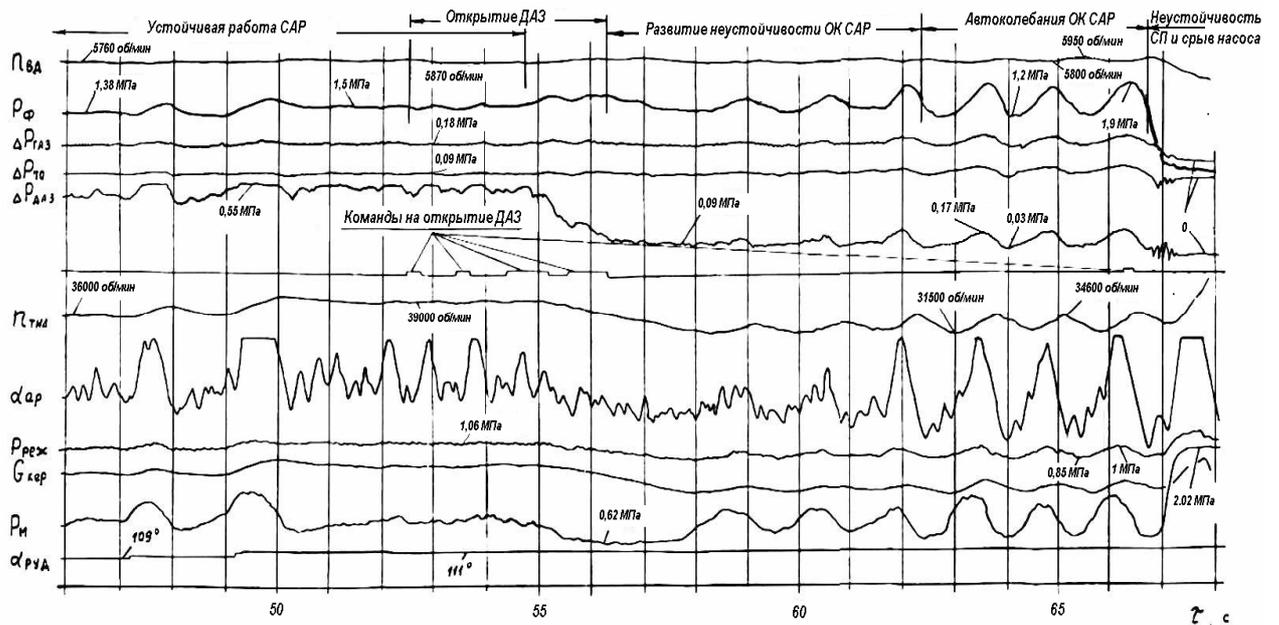


Рис. 6.5.12. Переходные процессы двигателя НК-88 с ПИД-регулятором основного контура при перемещении РУД и открытии проходного сечения ДАЗ, теплообменник №7 ($V = 0,6$ л)

В первой половине переходного процесса (46...55 с) САР устойчива. Перепад давления на ДАЗе за счет принудительной установки определенной площади проходного сечения изменяется в пределах 0,5...0,55 МПа. Возмущения перемещением РУД на 47 и 49 с парируются на первом периоде колебаний, что характеризует высокое качество САР. На 52...56 с производится принудительное открытие ДАЗ до перепада давлений на нем 0,09 МПа, после чего в течение 56...62 с происходит развитие

неустойчивости основного контура регулирования. Начиная с 62 с устанавливаются интенсивные автоколебания основного контура регулирования с частотой около 0,7 Гц и амплитудой по расходу жидкого водорода около 35 %, а по расходу газифицированного водорода около 20 %. В течение переходного процесса система подачи топлива находится в устойчивом состоянии вплоть до времени 66 с, при этом перепад давления на ДАЗе изменяется от 0,17 до 0,03 МПа. На 66 с производится дальнейшее принудительное открытие ДАЗ. После этого на очередном уменьшении расхода при автоколебаниях основного контура и перепаде давлений на ДАЗе около 0,02 МПа система подачи теряет устойчивость – происходит кавитационный срыв топливного центробежного насоса.

Из анализа параметров переходных процессов видно, что величина сопротивления жидкостной магистрали за центробежным насосом обладает сильным влиянием на устойчивость и быстродействие одновременно двух контуров регулирования: внешнего - двигательного и внутреннего – системы подачи криогенного топлива. Сопротивление магистрали за насосом изменяет коэффициент усиления контуров, а, как известно, изменение коэффициента усиления является одним из эффективных способов динамической коррекции (настройки САР) по устойчивости и быстродействию.

Для режима $n_{ВД} \approx 5250$ об/мин на рис. 6.5.13 приведена экспериментальная ЛАФЧХ разомкнутой САР при $\Delta P_{ДАЗ} = 0,35$ МПа. На этой характеристике запас по фазе равен 40° , а запас по модулю 12 дБ, что соответствует данным для систем с высокими показателями качества.

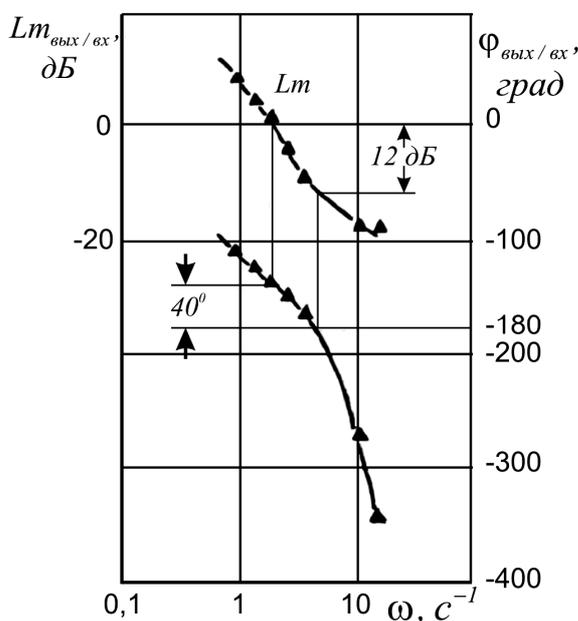


Рис. 6.5.13. Экспериментальная ЛАФЧХ разомкнутой САР с ПИД-регулятором, ТО №7 при $n_{ВД} = 5250$ об/мин и $\Delta P_{ДАЗ} = 0,35$ МПа

С целью оценки характеристики форсирующего задатчика режима, настроенного для обеспечения устойчивости САР, сравнения ее с расчетными и полученными в лабораторных условиях, на рис. 6.5.14 приведена ЛАФЧХ - регулятора в составе двигателя.

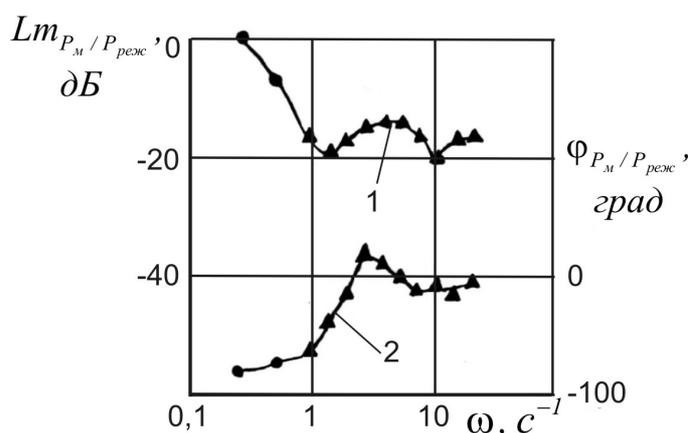


Рис. 6.5.14 . Экспериментальные логарифмические амплитудно-частотная (1) и фазочастотная (2) характеристики ПИД-регулятора при $n_{ВД} = 5250$ об/мин (в составе двигателя)

Из этой характеристики видно, что фазовые отрицательные сдвиги, характерные для изодромного регулирования и обычно имеющие величину -80...-40°, полностью скомпенсированы. На частоте 0,4 Гц они составляют 20°, а затем с увеличением частоты снижаются до -10° ($f = 1...4$ Гц). Фазовые сдвиги ПИД-регулятора отличаются от лабораторной характеристики не более 10...15°. Следует отметить простоту подстройки динамической характеристики задатчика его дроссельными пакетами для получения необходимой сдвижки характеристики по частоте.

6.6. Особенность динамики двигателя НК-89 при работе на СПГ

В САР двигателя НК-89, работающего на СПГ, был установлен форсирующий задатчик режима ТНА, а за криогенным насосом - управляемый по частоте вращения ротора ТНА дроссель. Эффективность этих корректирующих устройств была проверена при исследовании водородного двигателя НК-88. Испытания НК-89 в основном выполнялись с ТО №6 (диаметры трубок 10 мм, объем 1,25 л).

Работа двигателя НК-89 на СПГ сопровождались более интенсивными колебаниями параметров контура ТНА по сравнению с НК-88, связанными с увеличением неустойчивого течения воздуха через переменный дроссель ИМАР-88) агрегата регулирования контура ТНА (рис. 6.5.15).

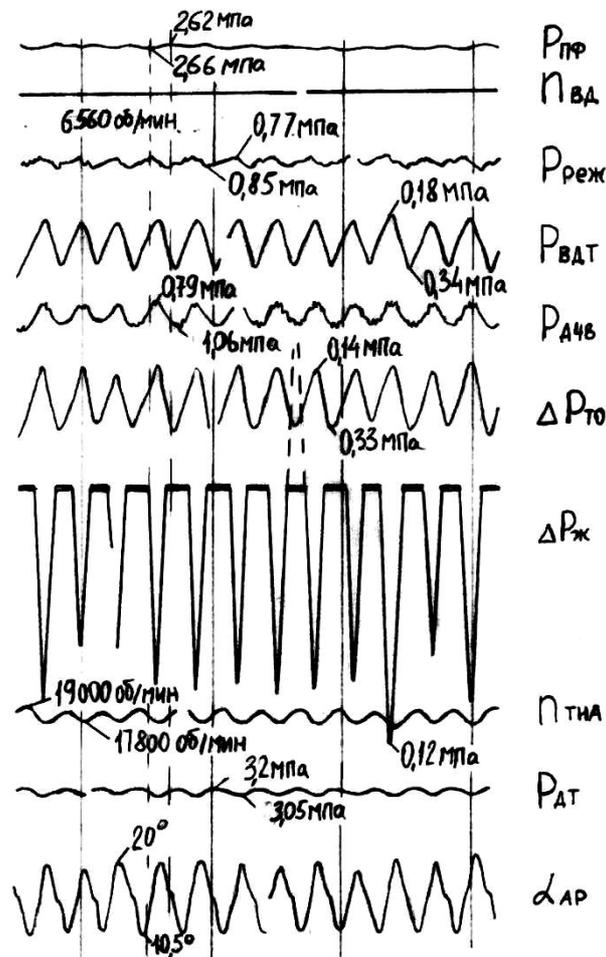


Рис. 6.6.1. Автоколебания контура регулирования $n_{ТНА}$ СПГ при $\Delta P_{ж}=0,45$ МПа, $f_{ак}=3,3$ Гц

При среднем уровне жидкостного сопротивления $\Delta P_{ж}=0,45$ МПа амплитуда колебаний достигала 0,35 МПа. Увеличение $\Delta P_{ж}$ до 5,5 МПа дросселированием жидкостной линии снижает амплитуду колебаний в два раза, но характер колебаний сохраняется. Давление воздуха перед турбиной ТНА $P_{ВДТ}$ при колебаниях отстает от $\alpha_{АР}$ больше 100° , что подтверждает наличие значительной неустойчивости течения в дросселе.

Так как объем воздушного тракта между ИМАР и воздушной турбиной ТНА мал, он не может быть причиной столь большого фазового запаздывания. Поэтому следует вывод о наличии колебательного процесса с малым затуханием в связке агрегатов АР и ИМАР из-за неустойчивости

течения сверхзвукового потока воздуха в ИМАР и силового воздействия ИМАР на АР. С увеличением весового расхода топлива в 2,7 раза при переходе с водорода на СПГ и, следовательно, расхода воздуха, потребляемого турбиной ТНА, интенсивность неустойчивого течения через ИМАР увеличивается, автоколебания охватывают бóльший диапазон режимов двигателя. Кроме того, в автоколебательном процессе, приведенном на рис. 6.5.15, амплитуда $\Delta P_{ж}$ в 7...8 раз больше амплитуды $P_{пф}$, что говорит о значительно бóльшей инерционности ТО при работе на метане.

Из-за значительного увеличения инерционности ТО при работе на СПГ, частота автоколебаний основного контура регулирования на больших режимах стала существенно меньше (0,16...0,2 Гц вместо 0,5...0,8 Гц на водороде).

До прекращения работ в 1990-х годах по двигателю НК-89 исследования САР, проверка и динамическая отладка внедренных корректирующих устройств не были полностью выполнены. Не проведена работа по оценке влияния малоинерционного теплообменника с трубками диаметром 3 мм и объемом 0,6 л на устойчивость и быстродействие системы регулирования с внедренными корректирующими устройствами.

Таким образом, подводя итог проведенным в данном разделе исследованиям, можно констатировать, что экспериментальные исследования САР двигателей НК-88 и НК-89 с внутренним контуром регулирования частоты вращения ТНА без непосредственного управления расходом криогенного топлива подтвердили ее работоспособность и функциональную надежность. Разработанные корректирующие средства (ПИД-регулятор частоты вращения ротора ВД и управляемый дроссель за криогенным центробежным насосом) показали высокую эффективность по обеспечению запасов устойчивости и быстродействия САР.

При переходе с водорода на сжиженный природный газ тепловое запаздывание теплообменника-газификатора увеличивается в 4...5 раз, что негативно сказывается на устойчивости и быстродействии САР. Уменьшение объема теплообменника-газификатора снижает его запаздывание и улучшает динамические свойства САР.

Для САР, в которой теплообменник-газификатор расположен в основном контуре регулирования последовательно с газотурбинным двигателем, важными условиями создания совершенной системы являются: выбор динамически эффективной базовой структуры системы; комплексное применение для регулирования криогенной топливной системы и основного

контура корректирующих средств, улучшающих быстродействие и устойчивость; значительное снижение запаздывания теплообменника-газификатора конструктивными мерами, что особенно важно при использовании в качестве топлива сжиженный природный газ.

7. ОСОБЕННОСТИ КОМПОНОВКИ АГРЕГАТОВ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПИТАНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ГТД НА КРИОГЕННОМ ТОПЛИВЕ

Как следует из предыдущих глав учебного пособия, на современной стадии использования криогенных топлив для авиационных ГТД основными объектами изучения и исследования являются: турбонасосный агрегат; теплообменник; камера сгорания; системы топливопитания, управления и регулирования криогенных топлив; масляная система. Проточная часть двигателя остается в неизменном виде как на двигателе-прототипе, работающем на керосине. Поэтому особенности компоновки двигателя относятся только к расположению криогенных и других агрегатов систем и обвязки их трубопроводами.

Определяющими факторами, диктующими основные критерии при выборе схемы и проектировании компоновки двигателя, являются: наличие двухтопливной системы питания двигателя, повышенная склонность водорода в соединении с воздухом создавать пожаро- и взрывоопасные концентрации и низкая температура подаваемого криогенного топлива. Исходя из этих факторов и с учетом традиционных требований, предъявляемых к обвязке агрегатов авиационного ГТД, в основу выбора оптимальной компоновки водородного двигателя внешними агрегатами и трубопроводами заложены следующие положения:

- расположение водородных агрегатов пневмогидравлической системы двигателя должно быть сосредоточено на верхней части наружной оболочки двигателя, чтобы в случае возможной утечки из агрегатов и разъемных соединений легкий водород прошел наименьший путь до удаления за мотогондолу;

- водородные агрегаты должны быть скомпонованы в специальном герметичном отсеке-контейнере, расположенном на оболочке двигателя и отделяющем их от других масляных и керосиновых систем;

- в отсеке-контейнере необходимо создать условия по предотвращению появления возможной пожаро- и взрывоопасности при утечке водорода, а также предотвращению замораживания неводородных агрегатов, которые функционально необходимо расположить в непосредственной близости от водородных агрегатов;

- контейнер должен быть снабжен датчиками предупреждения о пожаро- и взрывоопасной концентрации водорода в среде, продувку контейнера

проводить воздухом, а при достижении концентрации водорода, близкой к опасной продувку осуществлять инертным газом и фреоном;

- для обеспечения герметичности по водороду соединения в агрегатах, агрегатов с трубопроводами делать сварными, должно быть минимальное количество разъемных соединений, необходимых для демонтажа агрегатов и участков труб в аэродромных условиях на самолете. Разъемные соединения должны иметь дублирование по элементам уплотнения. Сварные соединения должны быть спроектированы так, чтобы имелась возможность их срезания и сварки на двигателе до пяти раз.

- основные функциональные водородные агрегаты (ТНА, регуляторы, пусковой и циркуляционный клапаны) и участки трубопроводов между ними должны быть теплоизолированы, для удобства покрытия агрегатов слоем теплоизолирующего пенополиуретана и демонтажа их предусмотреть компоновку агрегатов модульными блоками. Теплоизоляция агрегатов и трубопроводов преследует цели: предотвратить приток тепла к жидкому водороду; не дать возможность образования больших масс льда, что при сливе водорода на остановленном двигателе приведет к появлению в контейнере воды; повысить температуру в контейнере во избежание замораживания водородных агрегатов.

- расположение основных функциональных водородных агрегатов должно быть выбрано на наиболее жестких участках наружной оболочки в местах минимальных амплитуд вибрации. Крепление агрегатов к оболочке в зависимости от вибрационного состояния места расположения их должно быть на демпфирующих опорах.

- длины трубопроводов между агрегатами должны быть минимальными, но с учетом компенсации температурных расширений трубопроводов и оболочек.

Перечисленные выше положения явились результатом отработки и исследования двигателя НК-88. Для двигателя НК-89, работающего на СПГ, были пересмотрены эти основные положения выбора общей компоновки двигателя. Прежде всего необходимо отметить, что по опыту работы с двигателем НК-88, переделанным для работы на СПГ, были убеждены в том, что нет необходимости располагать все агрегаты СПГ в специальном отсеке-контейнере Организация хорошего обдува этих агрегатов в мотогондоле позволяет более рационально и компактно расположить все необходимые агрегаты по периметру двигателя По своим концентрационным пределам воспламенения СПГ менее пожаро- и взрывоопасен, что позволяет отказаться

от изолированного контейнера и перейти к обычной в авиационной практике компоновке агрегатов. При этом, конечно, необходимо, также как и при жидком водороде, обеспечить герметичность по стыкам агрегатов и трубопроводов с дублированием разъемных соединений по элементам уплотнений. Также необходима для СПГ теплоизоляция, как и для жидкого водорода, и расположение агрегатов, особенно ТНА, должно быть выбрано на более жестких участках наружной оболочки в зоне минимальных амплитуд вибрации.

Система топливопитания двигателя на криогенном топливе в какой-то мере связана с масляной системой, обеспечивающей непрерывную подачу масла к подшипниковым опорам и другим узлам трения для их охлаждения и смазки. При этом из масла отводится большое количество тепла. Так, для двух и трехвальных двигателей класса тяги 18 ... 24 т величина теплоотдачи из масла достигает 70 ... 120 кВт.

В качестве хладагента, охлаждающего масло, в авиационных ГТД, как правило, используется топливо, расходуемое двигателем. Однако, в некоторых случаях, при недостаточном хладоресурсе топлива дополнительно применяют охлаждение масла воздухом или топливом, перепускаемым через масляный теплообменник в бак самолета. Выбор оптимальной системы охлаждения является главной проблемой создания масляной системы двигателя криоплана.

Практика применения криогенного топлива на двигателях ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова показала, что теплоотдача масла составляет 30...40 % от величины теплового потока, которую необходимо подвести к топливу для его газификации. Но, несмотря на избыток хладоресурса, использование его в системе охлаждения масла потребует значительных преобразований данной системы. Очевидно, что ее состав и схема определяется типом двигателя и применяемого криогенного топлива.

Проектирование системы охлаждения масла условно включает три этапа:

1. Анализ условий работы системы, выбор схемы системы охлаждения и типа теплообменника.
2. Определение основных параметров системы.
3. Расчет геометрических и тепловых характеристик теплообменника (или теплообменников).

Важное значение имеет первый этап, поскольку последствия ошибочного выбора проявятся только в процессе доводки системы. На

втором этапе производится оценка потребного расхода хладагента и температур в характерных точках системы охлаждения. На третьем этапе, ввиду недостаточной исследованности процессов тепло- и массопереноса в кипящих двухфазных средах, кроме проведения расчетных работ, потребуется, по-видимому, исследование процесса на моделях и экспериментальных установках.

Основная особенность системы охлаждения масла с использованием жидкого водорода заключается в отсутствии возможности непосредственной подачи водорода в масляный теплообменник. Причиной этого является возможная взрывоопасность смеси водорода с воздухом, содержащимся в той или иной концентрации в магистралях маслосистемы. При этом следует учесть, что водород обладает способностью просачиваться через микроскопические поры в металле, отделяющем его от масла. Поэтому в системе охлаждения должен использоваться нейтральный для обеих сред промежуточный теплоноситель. Схемы применения такого теплоносителя могут быть разнообразными.

Наиболее простым и удобным промежуточным агентом является воздух, поскольку в этом случае отсутствует необходимость организации циркуляции теплоносителя по замкнутому контуру. На практике в данной схеме может быть использован воздух, отбираемый из-за начальных ступеней компрессора и прошедший охлаждение в газоздушном теплообменнике (рис. 7.1).

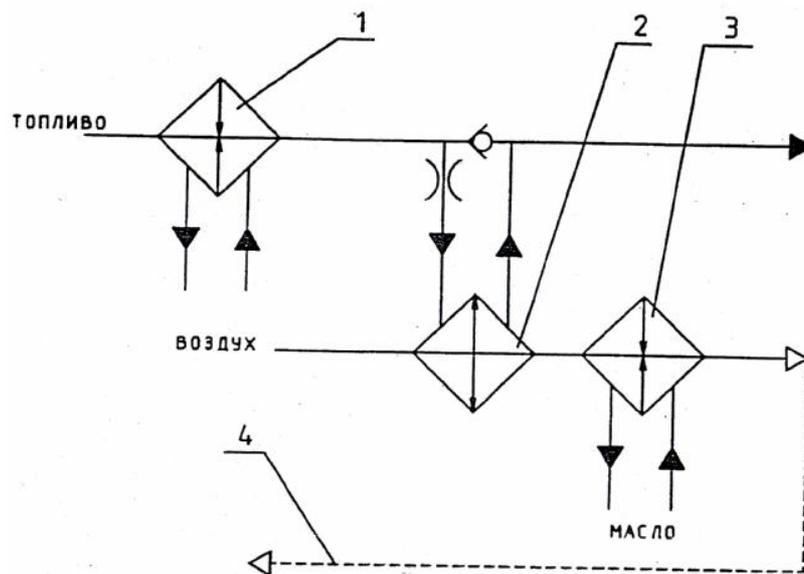


Рис. 7.1. Схема охлаждения масла с использованием в качестве промежуточного теплоносителя воздуха, отбираемого из компрессора двигателя

Главной трудностью при этом будет выбор температурного режима рабочих тел, исключающего образование инея в воздушных каналах теплообменника. При применении в схеме охлаждения жидкого теплоносителя следует организовать его циркуляцию (рис. 7.2). Основным требованием к свойствам этой жидкости является низкая температура застывания и удовлетворительный уровень удельной теплоемкости. С целью упрощения конструкции системы охлаждения целесообразно проработать компоновку с тепловой трубой, не требующей насоса для организации циркуляции теплоносителя.

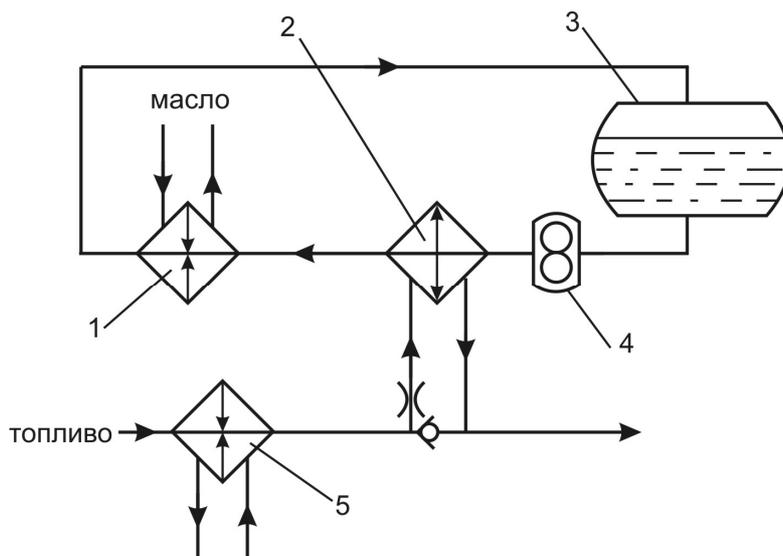


Рис. 7.2. Схема охлаждения масла двухтопливного двигателя или при использовании промежуточного жидкого теплоносителя

Кроме применения промежуточного теплоносителя для повышения надежности разделения сред на практике часто применяют конструкцию теплообменника с буферной зоной. В последнее время поступила информация о разработке технологии для изготовления двухслойных трубок из нержавеющей стали. Теплообменник с такими трубками обладает высокой надежностью и имеет более простую конструкцию и высокую эффективность по сравнению с теплообменником с буферной зоной. В связи с этим целесообразно рассмотреть применение подобных агрегатов для охлаждения масла в масляной системе криогенными компонентами.

По своим теплофизическим параметрам жидкий природный газ после газификации допускает непосредственное его применение в газо-масляном теплообменнике. При этом необходимо провести расчетно-экспериментальные работы по выбору места установки теплообменника в топливной системе, его размерности и проектированию системы регулирования расхода хладагента. Последнее должно учитывать

необходимость поддержания требуемого теплового режима масла, чтобы не допустить его застывания на отдельных участках полости теплообменника. Принципиальная схема возможного включения масляного теплообменника в топливную систему, использующую СПГ, показана на рис. 7.3.

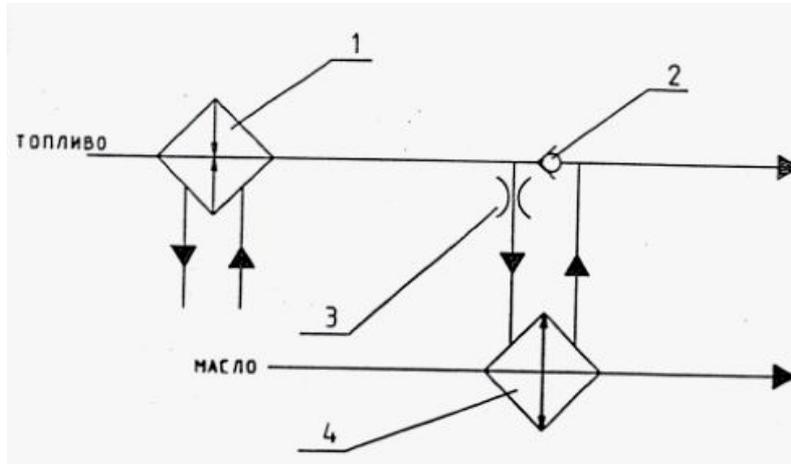


Рис. 7.3. Схема включения теплообменника в магистраль подачи сжиженного природного газа: 1 – теплообменник-газификатор; 2 – подпорный клапан; 3 – жиклёр; 4 – масляный теплообменник

В двигателе, использующем в качестве топлива, как криогенный компонент, так и керосин, система охлаждения масла может представлять собой дальнейшее развитие подобной системы двигателя НК-89. В этой системе охлаждения керосин, перепускаемый в бак самолета, после прохождения через топливно-масляный теплообменник (ТМ), дополнительно охлаждается в теплообменнике, установленном параллельно в магистрали СПГ или водорода за газификатором. Схема включения масляного теплообменника в комбинированную топливную систему аналогична схеме, приведённой на рис. 7.2.

Для охлаждения масла может быть использован воздух набегающего потока, или, что более рационально, воздух наружного контура за вентилятором. Основные проблемы создания системы охлаждения заключаются в выборе потребной размерности воздухомасляного теплообменника, его компоновки на двигателе и оптимизация параметров с целью снижения потерь удельного расхода топлива от обтекания корпуса потоком. Кроме приведенной схемы, воздух может подаваться на масляный теплообменник с выхода турбины привода ТНА с промежуточным охлаждением в криогенном теплообменнике по схеме, подобной представленной на рис. 7.1.

К системе топливопитания предъявляются дополнительные требования

к утилизации выбросов топлива. При использовании в качестве топлива жидкого водорода вопрос об утилизации газообразного водорода из бака не стоял, так как водород будучи очень легким сразу уходил на большую высоту. Более сложно с природным газом, у которого удельный вес на порядок больше, чем у водорода. Около самолета могут скопиться пожароопасные концентрации и с точки зрения экологии атмосферы около самолета на земле может содержать недопустимое по нормам содержания природного газа. Поэтому ОАО АНТК им. А.Н. Туполева поставило перед ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова вопрос о проработке схем утилизации. Конкретная проработка и выбор рациональной схемы - это вопрос будущего.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение целесообразно представить проблемные задачи, стоящие перед разработчиками газотурбинных двигателей, работающих на криогенном топливе.

1. Высокооборотные подшипники насосного агрегата $dn \geq 1,2 \cdot 10^6 /$
2. Радиальные уплотнения валов и буртов крыльчаток центробежных насосов криогенного топлива подбор трущихся пар, минимальные утечки. Сухие уплотнения.
3. Уплотнения стыков в агрегатах и системе «агрегат – трубопровод». Подбор материалов. Герметичность, гарантированная на ресурс при низких температурах.
4. Тепловые мосты в стыке криогенного насоса и воздушной турбины. Материал.
5. Обмерзание теплообменника.
6. Технология изготовления теплообменника, гарантирующая его герметичность и работоспособность на ресурс.
7. Легкая, прочная и легкоъемная теплоизоляция криогенных труб и агрегатов.
8. Гидро- газодинамическая устойчивость системы топливопитания криогенным топливом.
9. Пожаро- взрывоопасность криогенной системы. Датчики, определяющие опасные концентрации паров. Герметичность, гарантированная.
10. Электрические моторы, магниты, разъемы и провода для низких температур.

11. Сильфоны, допускающие большие перемещения в криогенной среде.
12. Работа топливных насосов при низких входных давлениях и двухфазности потока.
13. Создание датчиков сплошности и датчиков, определяющих превышение избыточного давления над статическим давлением.
14. Утилизация природного газа из дренажа бака самолета.
15. Влияние подогрева топлива в теплообменнике на удельный расход топлива.
16. Малогабаритные датчики давления, температуры, пульсаций давления, осевого перемещения.
17. Малогабаритные магнитные муфты, позволяющие исключить продувку буферным газом стыка насоса криогенного топлива с приводом насоса.

Кроме того, для удобства проектировщиков представляются основные вопросы, требующие решения при создании двигателей, работающих на криогенном топливе (см. Приложение Б).

В представленном перечне проставлена звездочками степень сложности решения приведенных вопросов.

Знак “—” - означает обычное, рутинное решение.

Знак “+” - характеризует степень сложности. Степень сложности определена методом экспертных оценок инженерами ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова. Обозначением «ноу-хау» отмечены те проблемные вопросы, которые впервые были решены ОАО СНТК Н.Д. Кузнецова и являются эксклюзивной собственностью коллектива.

Вероятно, в ближайшие годы придет понимание того, что двигатели на криогенном топливе нужно будет проектировать специально, заново, а не переоборудовать, как это пришлось делать ранее, уже созданные керосиновые двигатели криогенной в криогенную систему топливопитания и немного переделывать камеру сгорания.

Нам представляется, что необходимо тщательно проработать вопрос об использовании хладоресурса криогенных топлив для охлаждения воздуха, идущего на охлаждение турбины, возможно также проработать вопрос о частичном охлаждении воздуха за компрессором. Быть может два теплообменника: за компрессором и для охлаждения турбиного воздуха могут заменить специальный теплообменник-газификатор. При этом, конечно, нужно специально конструировать и место для закомпрессорного теплообменника и отвод и подвод охлажденного после теплообменника

воздуха, идущего на охлаждение турбины. Нельзя также оставлять геометрию камеры сгорания, выбранную для керосина. Уже сейчас ясно, что нужно ее делать в два раза короче, а это значит уменьшить длину валов, что может существенно изменить всю силовую схему двигателя. Кроме того нужно для криогенных топлив закладывать двухзонную камеру сгорания, т.к. только она может дать почти экологически чистый выхлоп. В свою очередь это повлечет за собой полную переделку традиционной системы топливопитания с системы управления и регулирования. Это будущая работа ОКБ и к ней нужно готовится уже сейчас.

И последнее, при написании учебного пособия были использованы отчеты и труды Фишбейна Б.Д., Козлова В.А., Перминова В.И., Гиблова В.Г., Букина В.А., Иванова А.И., Косицина И.П., Пирского М.М., Приямпольского Р.И., Козьмина Ю.П., Шишкова В.А., Токарева В.В., Спивака Ю.В., Харламова В.В., Цыбизова Ю.И.

Список использованных источников

1. Авдуевский, В.С. Основы теплопередачи в авиационный и ракетно-космической технике [Текст] / В.С. Авдуевский и др. - М.: Машиностроение, 1975.
2. Авиационная криогенная программа [Текст]: Пресс релиз АНТК им. А.Н. Туполева. - М., 1996. - С. 1-7.
3. Антонов, А. Н. Расчет теплообменников-газификаторов криогенного топлива в авиационных ГТД [Текст] / А.Н. Антонов, В.Ю. Приходин, С.В. Чиванов, Ю.П. Козьмин, В.А. Шишков // Вестн. МГТУ им. Баумана. Сер. Машиностроение. - 1993. - №3. - С. 45-52.
4. Антонов, А.Н. Расчет теплообменников системы подачи криогенного топлива при конденсации инея на поверхности теплообменных труб [Текст] / А.Н. Антонов, С.В.Чиванов, С.И. Мартыненко // Техн. отчет НТК “Авиамотор” при ЦИАМ, 1990.
5. Антонов, А.Н. Расчетно-экспериментальное исследование гидравлики и теплообмена в трубных пучках, обтекаемых неограниченным потоком [Текст] / А.Н. Антонов и др. // Техн. отчет НТК “Авиамотор” при ЦИАМ, 1989.
6. Бармин, Н. Ф. Разработки криогенного оборудования для внедрения сжиженного природного газа (СПГ) в качестве моторного топлива для авиации [Текст] / Н.Ф. Бармин, А.М. Домашенко, И.Е. Дудкин, В.А. Передельский // Пробл. безопас. полетов. ВИНТИ. - 1996. - № 10. - С. 34-35.
7. Бесекерский, В.А. Теория систем автоматического регулирования, издание третье, исправленное [Текст] / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. - М.: «Наука», 1975. - 768 с.
8. Биссел. Анализ двухфазного течения водорода в насосах ЖРД [Текст] / Биссел, Уонг, Уинстед // Вопросы ракетной техники. – 1970. - № 1. - С. 27-43.
9. Букин, В.А. Исследование и выбор схемы управления и регулирования подачи топлива [Текст] / В.А. Букин, В.Н. Орлов и др. // Сборник трудов научно-теоретической конференции. - ЦИАМ, 1980.
10. Букин, В.А. Исследование и выбор схемы управления и регулирования подачи топлива [Текст] / В.А. Букин, В.Н. Орлов и др. // Сборник трудов научно-теоретической конференции, ЦИАМ, 1980.
11. Букин, В.А. Обеспечение устойчивости турбонасосной системы подачи водородного авиационного газотурбинного двигателя [Текст] / В.А. Букин, А.И. Иванов, И.П. Косицын // Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции, Куйбышев, 1990.
12. Букин, В.А. Создание комплекса средств для автоматизированного частотного исследования САР ГТД с применением релейного гидравлического пульсатора [Текст] / В.А. Букин, А.А. Мишуков, Е.В. Степанов // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Межвузовский сборник. – Куйбышев: КуАИ, 1988. - 168 с.
13. Вукалович, М.П. Техническая термодинамика [Текст] / М.П. Вукалович, И.И. Новиков // М-Л.: Госэнергоиздат, 1961.
14. Герлига, В.А. Гидравлика газожидкостных смесей и потоков при сверхкритическом давлении [Текст] / В.А. Герлига, И.И. Морозов // -Л.: Энергия, 1965.

15. Гимадиев, А.Г. Системы автоматического регулирования авиационных ГТД: учеб. пособие [Текст] / А.Г. Гимадиев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин ; Куйбышев. авиац. ин-т им. С. П. Королева. - Куйбышев: КуАИ, 1990. - 122 с.
16. Гимадиев, А.Г. Теория линейных систем автоматического регулирования двигателей летательных аппаратов: учеб. пособие [Текст] / А.Г. Гимадиев, А.Н. Крючков, А.Б. Прокофьев, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин. - Самара: СГАУ, 2006. - 183 с.
17. Горячкин, А.А. Обеспечение устойчивости систем автоматического регулирования авиационных двигателей, работающих на альтернативных видах топлива [Текст] / А.А. Горячкин, С.М. Игначков, Е.В. Шахматов, В.П. Шорин // Аннотированный сборник докладов по подпрограмме 205 "Транспорт" Научно-технической программы Минобразования РФ "Научные исследования высшей школы по приоритетным направлениям науки и техники" - М.: МАИ. 2003. - 154 с.
18. Грачев, Л.П. Экспериментальная оценка работоспособности высокоскоростных шарикоподшипников в среде водорода [Текст] / Л.П. Грачев и др. // Техн. отчет предприятия п/я А-3556, 1983.
19. Гриценко, Е. А. Создание авиационных газотурбинных двигателей, работающих на криогенных топливах [Текст] / Е.А. Гриценко // Тезисы докладов, представленных на научно-технических симпозиумах "История двигателей в XX веке" и "Двигатели и экология". - М., 2000. - С. 32.
20. Гурецкий, Х. Анализ и синтез систем управления с запаздыванием [Текст] / Х. Гурецкий // Пер. с польского. - М.: «Машиностроение», 1974. - 328 с.
21. Двухконтурные ЖРД [Текст] / «Ракетные двигатели». – ЦИАМ. - № 3. - 1978.
22. Дейч, М.Е. Газодинамика двухфазных сред [Текст] / М.Е. Дейч, Г.А. Филиппов. - М.: Энергия, 1968.
23. Деменченков, В.П. Применение сжиженного природного газа (метана) и сжиженного углеводородного газа (пропана) в авиации. Прогнозная оценка и предварительные технико-экономические показатели [Текст] / В.П. Деменченков, Д.Г. Пажи и др. // Техн. отчет ЦИАМ - ЦАГИ, ВНИИГаз, 1978.
24. Демонстрация самолета Ту-155 во Франции. Soviets Introduce LNG-Fueled Plane at LNG-9 Conference [Текст] / Gas Core. – 1990. - №70. - С. 19-20.
25. Джозеф, Д. Устойчивость движения жидкости [Текст] / Д. Джозеф, под редакцией Г.И. Петрова. - М.: Мир, 1981.
26. Добкин, В.М. Автоматическое регулирование тепловых процессов на электростанциях [Текст] / В.М. Добкин, Е.М. Дулеев, Е.П. Фельдман. - М.: Госэнергоиздат, 1959.
27. Дорофеев, В.И. Термодинамический расчет газотурбинных силовых установок [Текст] / В.И. Дорофеев, В.Г. Маслов и др. - М.: Машиностроение, 1973.
28. Дутов, А. В. Перевод авиации на газ. Варианты решения транспортной проблемы северных и арктических регионов [Текст] / А.В. Дутов, В.И. Маврицкий, В.П. Зайцев // Арктика. Экол. и экон. - 2011. - № 3. - С. 80-89, 121.
29. Жидкий водород [Текст]: Сборник переводов: под редакцией проф. М.П. Малкова. - М.: Мир, 1964.

30. Жукаускас, А. Теплоотдача пучков труб в поперечном потоке жидкости [Текст] / А. Жукаускас и др. // Вильнюс: «Минтик», 1969.
31. Жуковский, А.Е. Анализ динамической устойчивости процессов в топливных системах ГТД на криогенном топливе [Текст] / А.Е. Жуковский, В.П. Ивановский, А.Ф. Малеев, В.Н. Коняшкин, Ю.В. Ефремов, В.В. Харламов, А.А. Горячкин // Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе, часть 2. – Самара, 1997. – С.119-134.
32. Зрелов, В.А. Агрегат подачи криогенного топлива в авиадвигатель. Ракетно-космическая техника и технология 2010 [Текст] / В.А. Зрелов, А.И. Белоусов // Труды Российской научно-технической конференции, посвященной 50-летию образования кафедры "Ракетные двигатели" ВГТУ. - 2010. - С. 27-28.
33. Иванов, А.И. О возможности унификации турбонасосных систем питания для криогенных ГТД [Текст] / А.И. Иванов, С.М. Игначков, Д.М. Козин, С.В. Горшкова, В.В. Графкин // Конверсия в машиностр. - 2003. - № 6. - С. 38-41.
34. Исследование, проектирование и испытание насосов для жидкого водорода [Текст]// Техн. перевод № 10389. – М.: ЦИАМ, 1968.
35. Казакевич, В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах [Текст] / В.В. Казакевич. - М.: Машиностроение, 1974.
36. Калинин, Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах [Текст] / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейдер, С.А. Ярхо. - М.: Машиностроение, 1972.
37. Климов, В. Т. Использование топлив из природного газа в авиации [Текст] / В.Т. Климов // Междунар. конф. "Газ. в моторах". Использование природ. газа в качестве моторного топлива: Тез. докл. - М., 1996. - С. 20.
38. Климов, В.Т. Системы обеспечения безопасности на установках, использующих сжиженный природный газ [Текст] / В.Т. Климов // Проблемы безопасности полетов. ВИНТИ. - 1990. - №4. - С. 3-15.
39. Концепция самолета С-5А, использующего два типа топлив: водород и керосин [Текст] // Техн. перевод ЦИАМ. - № 11861. - 1971.
40. Корнелиус, А. Неустойчивость теплообмена вблизи критической точки [Текст] / А. Корнелиус, Д. Паркер. - М.: Энергия, 1970.
41. Криоплан: транспортный самолет на водородном топливе [Текст] // Deutsche Aegospace, АНТК им. Туполева, СТНПП "Труд". Германия, Москва. – Самара, 1993. - 15 с.
42. Критические двухфазные потери в гидравлических трактах (обзор) [Текст] // Вопросы ракетной техники. – 1971. - № 12.
43. Кутахов, В. П. Криотоплива в авиации и космонавтике [Текст] / В.П. Кутахов // Энергия: Экон., техн., экол.– 1999. – №9. - С. 24-29.
44. Кутепов, А.М. Газодинамика и теплообмен при парообразовании [Текст] / А.М. Кутепов, Л.С. Стерман, Н.Г. Стюшин. - М.: Высшая школа, 1986.
45. Митенков, Д. М. Механизмы неустойчивых процессов в тепловой и ядерной энергетике [Текст] / Д.М. Митенков, В.И. Моторов. - М.: Энергоиздат, 1981.
46. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: Энергия, 1977.

47. Морозов, И.И. Устойчивость кипящих аппаратов [Текст] / И.И. Морозов, В.А. Герлига. - М.: Атомиздат, 1969. – 289 с.
48. Новое в развитии высокоскоростных насосных агрегатов (суперкавитирующие насосы) [Текст]: Обзор КМЗ // Техн. перевод № 2102. - 1974. - 86 с.
49. Основы проектирования и характеристики газотурбинных двигателей [Текст] / Под редакцией У.Р. Хауторна и У.Т. Олсона. - М.: Машиностроение, 1964.
50. Пат. 2138661 Российская Федерация, МПК⁶ F02C3/20, F23R3/32m. Газотурбинный двигатель, работающий на криогенном топливе [Текст]/ Кузменко М.Л., Снитко А.А., Токарев В.В., Кириевский Ю.Е., Хрящиков М.С.; заявитель Акционерное общество "Авиадвигатель". - № 96110335/06; заявл. 22.05.1996; опубл. 27.09.1999.
51. Пат. 2179255 Российская Федерация, МПК F02K7/16. Гиперзвуковой криогенный воздушно-реактивный двигатель [Текст]/ Резников М.Е., Разносчиков В.В.; заявитель и патентообладатель Военно-воздушная инженерная академия им. Н.Е. Жуковского - № 97104278/06; заявл. 19.03.1997; опубл. 27.03.1999.
52. Пат. 2241937 Российская Федерация, МПК⁷ F28D11/02. Топливо-воздушный теплообменник [Текст]/ Письменный В.Л.; заявитель и патентообладатель Письменный В. Л. - № 2003100665/06; заявл. 08.01.2003; опубл. 10.12.2004.
53. Пат. 2347934 Российская Федерация, МПК F02M21/02. Система подачи криогенного топлива в энергетическую установку [Текст]/ Тонконог В.Г., Арсланова С.Н.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования Казанский государственный технический университет им. А.Н. Туполева. - № 2007129998/06; заявл. 06.08.2007.
54. Пат. 2353787 Российская Федерация, МПК F02C7/06. Газотурбинная установка [Текст]/ Бондаренко Л.М., Гришанов О.А., Игначков С.М., Коссов В.С., Нестеров Э.И., Федорченко Д.Г.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Российские железные дороги". - № 2007133460/06; заявл. 06.09.2007.
55. Пат. 2427724 Российская Федерация, МПК⁷ F02M21/02. Система подачи криогенного топлива для питания двигателя [Текст]/ Воронков А.Г., Гапанович В.А., Киржнер Д.Л., Коссов В.С., Руденко В.Ф., Нестеров Э.И.; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество "Российские железные дороги". - № 2010118719/06; заявл. 12.05.2010.
56. Пат. 3504986 США. Насос, обеспечивающих широкий диапазон расходов [Текст]/ Реферативный журнал «Авиационные и ракетные двигатели». - № 3. - 1971
57. Струминский, В.В. Перспектива применения водородного топлива в авиации [Текст] / В.В. Струминский: техн. отчет ЦАГИ № 11248, - 1962.
58. Пирский, М.М. [Текст]: диссертация / ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, 1991. - Инв. № 2911.
59. Пирсол, И.С. Кавитация (перевод с англ.) [Текст] / И.С. Пирсол. М.: Мир, 1975. - 95 с.
60. Подгорный, А.Н. Водород и энергетика [Текст] / А.Н. Подгорный, И.Л. Варшавский, А.И. Приймак. – Киев.: Наукова думка, 1984.
61. Положий, С.В. Экспериментальные исследования адиабатического парообразования при течении в насадках [Текст] / С.В. Положий // Изв.ВУЗ, сер. Энергетика. – 1963. - № 9.

62. Предложение фирмы Локхид о создании экспериментального грузового самолета на жидком водороде [Текст] // Техническая информация ЦАГИ. - 1979.
63. Пфлейдерер, К. Лопаточные машины для жидкостей и газов [Текст] / К. Пфлейдерер. - М.: Машгиз, 1960.
64. Рудаков, А. Огнедышащий "ХОЛОД" [Текст] / Александр Рудаков, Вячеслав Семенов, Марк Строкин // Двигатель. - 1999. - № 2. - С. 27-29.
65. Рязанцев, В. И. Технологические аспекты производства баков для жидкого водорода и сжиженного природного газа [Текст] / В.И. Рязанцев, В.А. Федосеев, В.Н. Мацнев // Свароч. пр-во. - 2002. - № 5. - С. 30-37, 63-64.
66. Самохин, А. Газолет: приоритет, который мы упускаем [Текст] / А. Самохин // Нефтегаз. вертикаль. - 2011. - № 2. - С. 38-42.
67. Семенов, В.Л. Разработки в направлении развития водородной энергетики [Текст] / В.Л. Семенов // Конверсия в машиностроении. - 1997. - № 6. - С. 69-72.
68. Семеновкер, И.Е. О возникновении пульсаций в испарительных трубах паровых котлов [Текст] / И.Е. Семеновкер. - М.: Изд. АН СССР, 1955.
69. Солозобов, В.И. Самолеты на сжиженном природном газе [Текст] / В.И. Солозобов, В.А. Андреев // Газ. пром-сть. - 1999. - № 10. - С. 45-46.
70. Спицин, Н.А. Опоры осей и валов машин и приборов [Текст] / Н.А. Спицин, М.М. Машнев и др. - Л.: Машиностроение, 1970.
71. Стаскевич, Н.П. Справочник по сжиженным углеводородным газам [Текст] / Н.П. Стаскевич, Д.Я. Вигдорчик. - Л.: Недра, 1986.
72. Степанов, А.И. Центробежные и осевые насосы [Текст] / А.И. Степанов. - М.: Машгиз, 1960.
73. Теплова, З.И. Физико-химические и эксплуатационные свойства метана [Текст] / З.И. Теплова, Л.Р. Сафина, Н.Ф. Дубовкин // Научно-техн. отчет ЦИАМ № 10600, 1986.
74. Теплопередача при низких температурах [Текст] // Под редакцией У.Фроста. - М.: Мир, 1977.
75. Толубинский, В.Н. Теплообмен при кипении [Текст] / В.Н. Толубинский. - Киев: Наукова думка, 1980.
76. Характеристики двухтопливных двухконтурных двигателей, работающих на криогенном топливе и керосине [Текст] / Изв. вузов. Авиацион. техн. - 1996. - № 1. - С. 65-68.
77. Чебаевский, В.Ф. Кавитационные характеристики высокооборотных шнекоцентробежных насосов [Текст] / В.Ф. Чебаевский, В.И. Петров. - М.: Машиностроение, 1973.
78. Чумаченко, Б.Н. Применение суперкавитирующих осевых колес - возможный перспективный способ обеспечения длительного ресурса насосных агрегатов ЖРД [Текст] / Б.Н. Чумаченко // Научно-техн. сб. "Ракетные двигатели и энергетические установки". Сер.УІ, вып.43, Жидкостные ракетные двигатели, ГОМТИ-8. - 1978. - № 085/3. - С. 58-74.
79. Шапиро, А.С. Гидравлика ЖРД [Текст] / А.С. Шапиро, Н.П. Сточек. - М.: Машиностроение, 1978.

80. Шахматов, Е. В. Исследование динамических свойств систем автоматического регулирования авиационных газотурбинных двигателей на криогенном топливе [Текст] / Е.В. Шахматов, А.А. Горячкин // Международная научно-техническая конференция, посвященная памяти Генерального конструктора аэрокосмической техники академика Н. Д. Кузнецова, Самара. - 2001. - 21-22 июня: Тезисы доклады. Ч. 1. - Самара: СГАУ; Самара: Самар. науч. центра РАН. - 2001. - С. 140-141.
81. Шахматов, Е.В. Математическая модель теплообменника-газификатора криогенного топлива [Текст] / Е.В. Шахматов, В.В. Бирюк, А.А. Горячкин // Сборник трудов международной научно-технической конференции, посвященной памяти генерального конструктора аэрокосмической техники Н.Д. Кузнецова, часть 1 – Самара, СГАУ, 2001. – С.65-69.
82. Швидченко, Г.И. Период колебаний расхода при межканальной неустойчивости двух неидентичных каналов [Текст] / Г.И. Швидченко и др. // Теплоэнергетика. - № 7. – 1988.
83. Широкий, Д.К. Расчёт параметров промышленных систем регулирования: Справочное пособие [Текст] / Д.К. Широкий, О.Д. Куриленко, // «Техніка», 1972. - 232 с.
84. Шнекоцентробежный насос для ЖРД малой тяги [Текст] // ГОНТИ-8. - Техн. перевод №1742, 1977.
85. Шорин, В.П. Вопросы проектирования систем автоматического регулирования ГТД на криогенном топливе [Текст] / В.П. Шорин, А.Е. Жуковский, А.Ф. Малеев, В.Н. Коняшкин, А.А. Горячкин, В.В. Харламов // Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе, часть 1. – Самара, 1997. – С. 227-232.
86. Шорин, В.П. Математическая модель системы топливопитания регулирования двухтопливного двигателя работающего на керосине и криогенном топливе [Текст] / В.П. Шорин, С.М. Игначков, Е.В. Шахматов, А.А. Горячкин // Тезисы докладов отчетной конференции по подпрограмме «Транспорт» НТП «Научные исследования ВШ по приоритетным направлениям науки и техники». - Москва–Звенигород, 2002. – С.270-272.
87. Шорин, В.П. Особенности систем топливопитания и регулирования авиационных газотурбинных двигателей на криогенном топливе [Текст] / В.П. Шорин, С.М. Игначков, Е.В. Шахматов, А.Е. Жуковский, В.А. Козлов, А.Ф. Малеев, А.А. Горячкин, В.Н. Коняшкин. – Самара: СГАУ, 1998. – 148 с.
88. Эккерт, Э.Р. Теория тепло- и массообмена [Текст] / Э.Р. Эккерт, Р.М. Дрейк. - М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961.
89. Эскизный проект двигателя НК-88. Инв. номера 2323, 2324 ОАО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, 1981.
90. Эскизный проект двигателя НК-89. Инв. номер 001.10351 (3 тома), ОАО СНТК имени Н.Д. Кузнецова, 1990.
91. Barrere, M. Les futures combustibles pour l'aviation (Авиационные топлива будущего) [Текст] / M. Barrere//Aeronaut. and astronaut. – 1974. - № 66. - p.p 21-30.
92. Brewer, G.D. Experimental cargo airliner proposed to future LH2 fuel - technology development (Экспериментальный грузовой самолет предложен для разработки топлива будущего) [Текст] / G.D. Brewer // ICAO Bull. – 1979. - № 2. - pp.16-20.

93. Brewer, G.D. Liquid hydrogen. A logical choice to fuel future commercial aeroplanes (Жидкий водород. Логичный выбор для заправки будущих коммерческих самолетов) [Текст] / G.D. Brewer // ICAO Bull. – 1976. - № 2 - pp.10-14.
94. Brewer, G.D. The case for hydrogen fueled transport aircraft (Аргументы в пользу транспортных самолетов на водородном топливе) [Текст] / G.D. Brewer//Astrn. and Aeron. – 1974. - № 5. - pp. 40-51.
95. Covault, C. Fuel shortages spur hydrogen interest (Нехватка топлива подстегивает интерес к водороду) [Текст] / C. Covault // Aviation Week. – 1973. - № 25. - pp. 38-42.
96. Dini, Dino Hydrogen-fueled engines for low and high supersonic airplanes (Двигатели на водородном топливе для самолетов с малой и большой сверхзвуковой скоростью полета) [Текст] / Dini Dino // Hydrogen Energy Progr. VII: Proc. 7th World Hydrogen Energy Conf. – Moscow. - 1988. - pp. 1855-1883.
97. Du Pont, A.A. Liquid hydrogen as a supersonic Transport fuel. Advances in cryogenic engineering (Жидкий водород в качестве топлива сверхзвукового транспорта. Достижения в области криогенной техники) [Текст] / A.A. Du Pont // Plenum-Press, 1967.
98. Du Pont, A.A. Methanefueled propulsion systems (Двигательные установки на метане) [Текст] / A.A. Du Pont, R.J. Weber, J.F. Dugan, R.W. Lueden // AIAA. - Paper № 66-685. – 1966.
99. Egcher, W.D. Make-sens fuel for an american supersonic transport (Перспективное топливо для американского сверхзвукового транспорта) [Текст] / W.D. Egcher, G.D. Brewer // Journal of Aircraft. – 1975. - v.12. - № 1.
100. Elrod, G. Hydrogen - JP-4 dual fuel concept for the C-5A aircraft (Водород - JP-4 двутопливный концепт для самолетов C-5A) [Текст]/ G. Elrod, V. Botterri // Техн. перевод ЦИАМ № 11861. - 1971.
101. Elrod. Structural feasibility Study of pressurised tanks for liquid methane Fueled supersonic aircraft (Структурные технико-экономическое обоснование герметичных емкостей для сверхзвуковых самолетов на жидком метане) [Текст] / Elrod, Chambellan и др. // NASA. Техн. перевод № 11243. – М.: ЦИАМ, 1969.
102. Evans, D. Turbine aerodynamics and cooling requirem. for a turbojet powered mach 3 transport using methane fuel (Аэродинамика и охлаждение турбины турбореактивного М 3 транспорта с использованием метанового топлива) [Текст] / D. Evans, K. Furgalus, F. Sterka // NASA, TND-5928. - 1970// Техн. перевод № 11984. М.: ЦИАМ, 1972.
103. Green, E.A. Maitenance Tomorrow and the Day After (Техобслуживание сегодня и завтра) [Текст] / E.A. Green, A.W. Turner // Aircraft Engineering. – 1981. - vol. 53.
104. J. M. Exclusif: premieres donnees sur l'A.440-H2 (Проект самолета А 640-H2 с двигателями на жидководородном топливе) [Текст] / J. M. // Aired cosmos. - №1231. - 1989. - pp. 10.
105. Micolowsky. The military utility of very large airplanes and alternative fuels (Военное применение очень больших самолетов и альтернативные виды топлива) [Текст] / Micolowsky, Noggle, Stanley//Aeronaut and Astronaut. – 1977, № 9. - pp. 46-50.

106. Mikolowsky, W.T. The potential of liquid hydrogen as a military aircraft fuel (Потенциал жидкого водорода в качестве военного авиационного топлива) [Текст] / W.T. Mikolowsky, Z.W. Nogle // 1-st World Hydrogen Energy conf. - Miami Beach, 1976.
107. Mulready, R. Liquid hydrogen engines. Technology and uses of Liquid hydrogen (Двигатели на жидком водороде. Технология и использования жидкого водорода) [Текст] / R. Mulready // N-Y, Pergamon Press. - 1964.
108. Newton, T. Водород - чистое и безопасное авиационное горючее [Текст] / Tony Newton // Rising power. Flight Int. - 1997. - № 4560. - pp. 37-38.
109. Nosaka, M. Self-Lubricating Performance of High-Speed Ball Bearing for Liquid Hydrogen (Самосмазывающийся высокоскоростной подшипник для жидкого водорода) [Текст] / M. Nosaka, K. Branch // Journal of Japan Society of Lubrication Engineers. - vol. 32. - 1987.-№ 10.
110. Pearsall, I.S. The supercavitating pump (Суперкавитирующий насос) [Текст] / I.S. Pearsall // The Inst. of Mechan. Engineers (Fluid Machinery group). - 1973. - vol. 187, 54/73. - pp. 649-665.
111. Saviets, in Historic First, Test Liquid-Hydrogen Jet (Первый в истории советский тестовый ГТД на жидком водороде) [Текст] // The Hydrogen Letter. - v. III. - № 4A. - 1988.
112. Solomon, W. Hydrogen - Fueled aircraft (Самолеты на водороде) [Текст]/ Weiss Solomon // Cryogenics and industrial Cases. - 1974.
113. Supercavitating process pumps for the chemical and petroleum industries (Суперкавитирующие насосы для химической и нефтяной промышленности) [Текст]: Report at the Process Pumps Conf.: Inst. of Mechan. Engineers; I.S. Pearsall, G. Scobie - Durham, 1971. - 15 p.
114. Sweetman, B. Hydrogen fuel stands by for take-off (Водородное топливо ожидает взлет) [Текст] / Bill Sweetman// New Scientist. - v. 82. - № 1158. - 1979.
115. Tsujikawa, Y. Effects of precooling of suction air on the performance of liquid hydrogen-fueled supersonic aircraft engine (Влияние предварительного охлаждения всасываемого воздуха на КПД сверхзвукового авиационного двигателя, работающего на водороде) [Текст] / Y. Tsujikawa, M. Hirano // Int. J. Hydrogen Energy. - 1988.- №11. - pp. 691 - 700.
116. Tsujikawa, Y. Effects of precooling of suction air on the performance of liquid hydrogen fueled supersonic aircraft engine (Предварительное охлаждение воздуха в водородном авиадвигателе) [Текст] / Y. Tsujikawa, T. Sawada, M. Hirano // Hydrogen Energy Progr. VI. Proc. 6th World Hydrogen Energy Conf. - Vienna. - 1986. - pp. 1174-1184.
117. Tyler, S.R. Application of the vapour - care pump to aeroengine fuel systems (Применение парозащитных насосов в топливных системах авиационных двигателей) [Текст]/ S.R. Tyler // Journal of the Royal Aeronautical Society. - 1966.
118. Veziroglu, T. Nejat Take-off of the hydrogen energy system (Развитие водородных энергетических систем) [Текст] / T. Nejat Veziroglu // Int. J. Hydrogen Energy. - N8. - 1989. - pp. 491-492.

119. Veziroglu, T.N. Hydrogen Energy Progress (Прогресс водородной энергетики) [Текст] / T.N. Veziroglu, J.B. Tevlor // vol.1-4, 1984.
120. Volkhausen, R. Deutsche Airbus (Немецкий самолет с водородным двигателем) [Текст] / R. Volkhausen // Proc. World Clean Energy Conf.: World Energy Coalit. Glob. Energy Charter, Geneva. - Zurich. – 1991. - pp. 470.
121. Volkhausen, R. Untersuchungen zur Einfuhrung kryogener Treibstoffe in die zivile Luftfahrt (Исследования по применению криогенных топлив в гражданской авиации.) [Текст] / R. Volkhausen // VDI-BER. - 1992. - № 912. - С. 171-189.
122. Wange, Gotz Водородный двигатель возможен [Текст] / Gotz Wange // Wasserstoff-Antrieb moglich. Flug Rev. – 1993. - №2. - pp. 33.
123. Whitlow, J.B. Potential of liquid methane fuel for mach 3. commercial supersonic transports (Потенциал жидкого метана для коммерческого сверхзвукового транспорта) [Текст] / J.B. Whitlow, J.D. Eisenberg, M.D. Sholin // TND-3471. – NASA. - 1964.
124. Verfahren und Anordnung fur die elektronisch geregelte Forderung und Zumessung kriogener Medien bei Flugtriebwerken (Способ и устройство для электронно-регулируемой подачи и отмеривания криогенных сред на авиационных двигателях). [Текст] / Tonskotter Hans; заявитель Industrieanlagen-Betriebsges mbH. - № 19736337.9; Заявл. 21.8.97; Оpubл. 25.2.99

Приложение А. Параметры авиационных ГТД НК-88 и НК-89,
работающих на водороде и сжиженном природном газе

Турбореактивный двухконтурный двигатель НК-88

Параметр \ Режим	Взлётный			Крейсерский	Топливо – жидкий водород Диаметр вентилятора – 1355 мм Масса двигателя 2300
	0	0	0		
Высота полета, км	0	0	0	11	
Число М	0	0	0,26	0,8	
Температура наружного воздуха, °С	+15	+30	+ 30	-56,5	
Давление наружного воздуха, кгс/см ²	1,0332	1,0332	1,0332	0,2914	
Тяга, кгс	10500	10165	8500	2200	
Удельный расход топлива, кг/кгс·ч	0,22	-	-	0,296	
Приведенный расход воздуха, кг/с	236	-	-	231	
Степень двухконтурности	1,06	-	-	1,09	
Степень повышения давления	11	-	-	10,5	
Температура газа перед турбиной, К	1140	1178	1176	956	

Турбовентиляторный двухконтурный двигатель НК-89

Параметр \ Режим	Взлётный			Крейсерский	Топливо – Сжиженный природный газ Диаметр вентилятора – 1355 мм Масса двигателя 2280
	0	0	0		
Высота полета, км	0	0	0	11	
Число М	0	0	0,24	0,8	
Температура наружного воздуха, °С	+15	+30	+ 30	-56,5	
Давление наружного воздуха, кгс/см ²	1,0332	1,0332	1,0332	0,2914	
Тяга, кгс	10500	10290	8400	2200	
Удельный расход топлива, кг/кгс·ч	0,561*	-	-	0,737*	
Приведенный расход воздуха, кг/с	228	-	-	223	
Степень двухконтурности	1,05	-	-	1,055	
Степень повышения давления	10,73	-	-	10,37	
Температура газа перед турбиной, К	1156	1215	1215	962	

* - с учетом подачи 400 кг/ч керосина в камеру сгорания.

Приложение Б. Основные задачи, стоящие при создании систем
топливопитания и регулирования двигателей, работающих
на криогенном топливе

№ п/п		Вид топлива				Приме- чание
		LH ₂	СПГ	керосин + LH ₂	керосин + СПГ	
Топливный насос и теплообменник-газификатор в криогенной системе топливопитания						
1	Выбор типа топливного насоса (насосы объемные – поршневой, плунжерный, шестеренчатый, коловратный и др.; насосы динамические – центробежные, осевые, вихревые)	+	+	+	+	ноу- хау
2	Выбор места расположения насоса на двигателе	+	+	+	+	
3	Выбор типа привода насоса: – привод от вала двигателя (механический) через гидромуфту, – гидравлический (гидромотор), – гидравлическая турбина, – электродвигатель,	+	+	+	+	ноу- хау
4	Обеспечение работоспособности топливного насоса при минимальных давлениях на входе с возможностью перекачивания компонента в двухфазном (кипящем) состоянии (ϕ газа $\leq 30\%$ по объему)	++	+	++	+	ноу- хау
5	Обеспечение процесса сжатия криогенного топлива в насосе с высоким для данного типа КПД	++	+	++	+	ноу- хау
6	Обеспечение работоспособности (без срывных процессов) насоса в широком диапазоне расходов (при степени дросселирования не менее 1:10)	+	+	+	+	ноу- хау
7	Обеспечение динамической устойчивости системы “насос-теплообменник-камера сгорания” в области потребных режимов двигателя (с учетом взаимодействия с системой регулирования двигателя)	++	+	++	+	ноу- хау
8	Обеспечение минимального времени захолаживания (подготовка системы топливоподачи) перед запуском двигателя с возможностью утилизации компонента, расходуемого при этом)	++	++	++	++	ноу- хау
9	Обеспечение надежности и длительной работоспособности (ресурса) подшипников узла подачи	++	+	++	+	ноу- хау

10	Обеспечение надежности и длительной работоспособности системы уплотнений насоса	++	+	++	+	ноу-хау
11	Исследование и выбор конструкционных материалов для деталей узла подачи и теплообменника	++	+	++	+	
12	Обеспечение доводки насоса по параметрам на автономном гидравлическом стенде с использованием модельного рабочего тела	+	+	+	+	I ¹ !
13	Обеспечение доводки насоса по параметрам, надежности и ресурсу на автономном гидравлическом стенде с использованием натурального рабочего тела (СПГ, LH) с многократным использованием криогенного	+	+	+	+	ноу-хау
14	Отработка системы питания топливом в составе двигателя: <ul style="list-style-type: none"> – отработка статических режимов; – отработка режимов приемистости и “сброса газа”; – отработка режимов с минимальными кавитационными запасами на всех потребных режимах; – проведение частотных испытаний; – ресурсные испытания; – эквивалентно-циклические испытания; – обеспечение работоспособности двигателя 	++	+	++	+	
15	Обеспечение приемлемой характеристики привода насоса во всем эксплуатационном диапазоне режимов работы двигателя	+	+	+	+	
16	Выбор величины подогрева топлива (перед форсунками КС)	+	+	+	+	ноу-хау
17	Расчет величины внешнего сопротивления теплообменника	+	+	+	+	ноу-хау
18	Обмерзание теплообменных поверхностей со стороны теплоносителя	+	+	+	+	ноу-хау
19	Устойчивость теплообменника в составе системы топливоподачи	+	+	+	+	ноу-хау
20	Оптимизация конструкции и геометрии теплообменника из условия обеспечения минимального расхода топлива	++	+	++	+	ноу-хау
21	Использование хладоресурса в узлах двигателя и самолета	+++	+++	+++	+++	
22	Выбор места расположения ТО	+	+	+	+	ноу-

23	Пожаровзрывобезопасность системы подачи	+	+	+	+	
24	Аппаратура по измерению химсостава топлива в жидком и газообразном состояниях и концентрации паров топлива в моторном отсеке	+	+	+	+	
25	Приборы и аппаратура для измерения параметров: – сплошности потока на входе в насос, – статического расхода криогенного топлива, – динамического расхода криогенного топлива, – кавитационного запаса, – температуры (миниатюрного размера), – осевого перемещения ротора, – частоты вращения ротора (миниатюрного размера), – пульсации давления, – вибрации элементов конструкции	+	+	+	+	
26	Автоматизация процессов проектирования, конструирования технологической подготовки производства, изготовления, испытания и обработки испытаний на базе современной вычислительной техники (САД/CAM SYSTEM)	+	+	+	+	
Система управления и контроля						
1	Формирование пневмогидросхемы системы топливопитания	+	+	++	++	ноу-хау
2	Алгоритмы функционирования пневмогидросхемы	+	+	++	++	ноу-хау
3	Технология подготовки двигателя к работе	+	++	+	++	ноу-хау
4	Останов двигателя	-	++	+	++	
5	Вынужденный останов двигателя	+	+	+	+	ноу-
6	Выполнение условий по розжигу камеры сгорания	+	+	-	-	ноу-хау
7	Обеспечение унифицированной с базовым двигателями программы регулирования	-	-	+	+	ноу-хау
8	Математическая модель двигателя с системой регулирования	+	+	++	++	
9	Динамическая устойчивость системы подачи топлива	+	++	+	++	ноу-хау
10	Выполнение требований по переходным режимам (приемистость и сброс)	-	++	-	++	
11	Определение типа и разработка новых сервоприводов для криогенных агрегатов автоматики	+	+	-	-	ноу-хау

12	Получение стабильных характеристик по функциональному назначению и герметичности агрегатов для криогенной жидкости	++	+	+	+	ноу-хау
13	Согласование с общедвигательными системами (управление механизацией компрессора, охлаждением турбины радиальными зазорами, отборами воздуха и пр.)	+	+	-	-	
14	Выявление новых принципов для контроля технического состояния и обеспечения надежности	++	++	-	-	
15	Обеспечение для 2-х топливного двигателя перехода с одного компонента на другой (и обратно) без провала тяги после окончания	-	-	+	+	ноу-хау
Система охлаждения масла						
1	Исследования по выбору оптимальной схемы охлаждения масла	++	++	+	+	ноу-хау
2	Преобразование имеющейся на двигателе системы охлаждения масла под выбранную схему	++	+	++	+	ноу-хау
3	Расчет параметров проектируемой системы охлаждения масла	+	+	+	+	ноу-хау
4	Разработка агрегатов системы: – теплообменников,	++	++	+	+	ноу-хау
Компоновка двигателя, обеспечение пожаро- и взрывобезопасности						
1	Расположение криогенных агрегатов и трубопроводов в местах возможно меньших	+	+	+	+	
2	Обеспечение герметичности стыков агрегатов и трубопроводов	+	+	+	+	ноу-хау
3	Теплоизоляция агрегатов и трубопроводов	+	+	+	+	
4	Разработка системы газового контроля (обнаружение возможных утечек газа в стыках агрегатов, трубопроводов)	+	+	+	+	
5	Разработка системы пожаротушения и сигнализации о пожаре (выбор, размещение датчиков пожара, способы тушения, выбор	+	+	+	+	
6	Система продувки, вентиляции мотогондолы	-	-	-	-	
7	Металлизация конструкции	-	-	-	-	
Испытания двигателя, стенды измерения параметров, техническое обслуживание, эксплуатация						
1	Ресурсные, длительные испытания	+	+	+	+	
2	Эквивалентно-циклические испытания	+	+	+	+	

3	Создание стендов для испытания двигателя совместно с самолетной системой топливо подачи	+	+	++	++	
4	Стендовая отработка двигателя совместно с самолетной системой топливоподачи (включая специиспытания)	+	+	++	++	
5	Эксплуатационная технологичность двигателя	+	+	++	++	
6	Разработка датчиков, преобразующей и регистрирующей аппаратуры с учетом ее идентичности при стендовых и летных испытаниях и достаточной информативности	+	+	+	+	
7	Разработка методик и программ первичной обработки параметров с оценкой достоверности и отбраковкой недостоверной информации и формы представления результатов	+	+	++	++	
8	Разработка методик и программ вторичной обработки информации и оперативного анализа за техническим состоянием двигателей по измеряемым параметрам в реальном масштабе времени	+	+	++	++	
9	Разработка методик и комплекса программ сбора и накопления информации в банке данных и дальнейшей статистической обработки для оценки изменения параметров и технического состояния двигателей в процессе выработки ресурса	+	+	++	++	
10	Отработка методик и программ контроля технического состояния (диагностики) двигателей по измеряемым параметрам в процессе эксплуатации	+	+	++	++	
11	Разработка методик ускоренных (эквивалентных) испытаний двигателя	+	+	+	+	
12	Разработка комплекта программ специиспытаний двигателя (работоспособность систем двигателя, прочностные испытания)					