

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ
(национальный исследовательский университет)

На правах рукописи



Василевский Дмитрий Олегович

СПОСОБ УВЕЛИЧЕНИЯ УДЕЛЬНОГО ИМПУЛЬСА ТЯГИ ЗА СЧЁТ
ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ
КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЖИДКОСТНОГО РАКЕТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Специальность 2.5.15 - “Тепловые, электроракетные двигатели и энер-
гоустановки летательных аппаратов”

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
Коломенцев Александр Иванович

Москва 2022

СОДЕРЖАНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	4
ВВЕДЕНИЕ.....	9
1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ПО ИССЛЕДОВАНИЮ БЕЗГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ЖРД.....	19
1.1 Общие сведения и назначение безгазогенераторных ЖРД.....	21
1.2 Анализ схемных решений, применяемых для увеличения давления в КС безгенераторного ЖРД	25
1.3 Анализ эффективных методов интенсификации теплообмена.....	40
1.3.1 Развитые поверхности теплообмена.	42
1.3.2 Микроструктурные поверхности.....	44
1.4 Постановка задачи.	49
2 МЕТОДИКА РАСЧЁТА ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ ...	50
2.2 Методика расчёта ГДП и энергетических параметров ЖРД	54
2.3 Способ разбиения ГДП на сечения.....	58
2.4 Использование в математической модели расчёта тепловых потоков	60
2.5 Методика расчёта проточного охлаждения в межрубашечном пространстве.....	66
2.6 Основные условия достаточного охлаждения камеры	78
3 ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	80
4 РАСЧЁТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УВЕЛИЧЕНИЯ ПОДОГРЕВА И УИТ В КС ЖРД.....	84
4.1 Расчётные зависимости термодинамических, энергетических и геометрических параметров двигателя от давления в КС.....	84
4.1.2 Зависимости энергетических и термодинамических параметров	87
4.1.3 Зависимость геометрических параметров	90
4.2 Расчёт охлаждения двигателя с давлением в камере сгорания 8 МПа и 10,5 МПа.....	92

4.2.2	Геометрия ТО с давлением в камере 8 МПа	95
4.2.3	Расчёт охлаждения без внутренних рёбер внутри камеры с давлением в КС 8 МПа	100
4.2.4	Расчёт охлаждения с рёбрами внутри камеры с давлением в КС 8 МПа.....	105
4.2.5	Расчёт охлаждения с рёбрами внутри камеры с давлением в КС 10,5 МПа.....	111
4.2.5.1	Геометрия ТО с давлением в камере 10,5 МПа.....	111
4.2.5.2	Расчёт охлаждения с рёбрами внутри камеры.....	114
4.3	Расчётные зависимости влияния высоты внутреннего оребрения на параметры ТО при давлении в КС 10,5 МПа.....	121
5	РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ ЖРД ПРИ РЕГЕНЕРАТИВНОМ ОХЛАЖДЕНИИ	125
5.1	Сравнение расчётного подогрева горючего на выходе из ТО для двигателя РД-0146	125
5.2	Верификация тепловых потоков для двигателей SSME 40К.....	127
5.3	Расчётно-теоретическое исследование поведения тепловых процессов при варьировании геометрии ТО двигателя SSME 40 К.....	133
	ВЫВОДЫ.....	139
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	140

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

Условные обозначения

a, b, c, d	– коэффициенты полинома;
$a_{зв}$	– скорость звука, м/с;
$a_{кан}$	– ширина межрёберного канала в ТО, м;
B	– коэффициент конвективного теплообмена;
Bi	– критерий подобия, число Био;
C_0	– постоянная Стефана – Больцмана, Вт/(м ² ·К ⁴);
D	– диаметр, мм;
E	– коэффициент эффективности работы одиночного прямого ребра в тракте охлаждения ;
F	– площадь, м ² ;
h	– высота, м;
J	– энтальпия, кДж/(кг);
k	– показатель адиабаты;
K	– комплекс теплофизических свойств, характеризующий охлаждающую способность хладагента, кг ^{0,2} ·м ^{1,8} /(с ^{2,2} ·К);
K_m	– соотношение массовых расходов КТ;
K_{m0}	– стехиометрическое соотношение массовых расходов КТ;
L	– длина, мм; работоспособность, Дж/(кг);
M	– число Маха;
\dot{m}	– массовый расход, кг/с;
n	– доля массового расхода, %;
n_p	– количество рёбер тракта охлаждения, шт.;
p	– давление, МПа; парциальное давление, МПа;
Pr	– критерий подобия, число Прандтля;
q	– плотность теплового потока, Вт/м ² ;
$q(\lambda)$	– газодинамическая функция приведённого расхода;
Q	– теплосъём, Вт;
R	– радиус, м;
$R_{0г}$	– удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К);
Re	– критерий подобия, число Рейнольдса;
S	– функция теплофизических параметров;
t	– шаг, м;

T	– температура, К;
V	– объём, м ³ ;
W	– скорость движения, м/с;
X	– осевая координата, м;
\bar{z}	– функция конвективного теплообмена;
α	– коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·К); коэффициент избытка окислителя;
$\bar{\alpha}$	– коэффициент теплообмена;
$\alpha_{\text{кон}}$	– полуугол раскрытия конической части сопла, угл.град.;
β	– угол наклона ребра к образующей, угл.град.; относительная скорость истечения;
Δ	– абсолютная геометрическая шероховатость поверхности материала, мкм ; изменение;
δ	– толщина, м;
Δp	– изменение давления, МПа;
$\Delta S_{\text{бок}}$	– площадь боковой поверхности участка, м ² ;
ΔT	– изменение температуры, К;
ΔX_s	– длина участков по образующей контура газодинамического профиля камеры, м;
$\Delta_{\text{отн}}$	– относительная шероховатость стенки;
$\varepsilon(\lambda)$	– газодинамическая функция приведённой плотности;
$\varepsilon_{\text{г}}$	– излучательная способность газа;
$\varepsilon_{\text{ст}}$	– излучательная способность стенки;
$\varepsilon_{\text{ст.эф}}$	– эффективная излучательная способность стенки;
ζ_p	– поправочный коэффициент, учитывающий участие в теплоотдаче тракта охлаждения наружной стенки;
λ	– коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К); приведённая скорость;
μ	– коэффициент динамической вязкости, Па·с; параметр ребра;
ξ	– коэффициент гидравлического сопротивления;
$\pi(\lambda)$	– газодинамическая функция приведённого давления;
ρ	– плотность, кг/м ³ ;
$\tau(\lambda)$	– газодинамическая функция приведенной температуры;
φ	– коэффициент, учитывающий уменьшения интенсивности излучения из-за поглощения в ПРС и ПГРС;
ψ	– теплогеометрический аргумент (фактор);

Ψ_T	– Коэффициент учитывающий теплоотдачу от направление теплового потока и температурного напора в тракте охлаждения;
ω	– поправочный коэффициент на тип и форму канала в ТО;
A_T	– поглощательная способность газа при температуре стенки.

Нижние индексы

1,2,3	– номер радиуса скругления/осевой координаты точек сопряжения;
i	– текущий номер сечения;
s	– образующая контура газодинамического профиля камеры;
вн	– внутренняя;
вх	– вход;
вых	– выход;
г	– газ; горение; горючее;
гидр	– гидравлический;
д	– двигатель;
дзч	– дозвуковая часть сопла;
дисс	– диссоциированный;
доп	– допустимый;
ж	– жидкость;
з	– зона;
изл	– излучаемый газовый слой;
к	– камера;
колл	– коллектор
кан	– канал;
кон	– коническая часть сопла;
конв	– конвективный;
луч	– лучистый;
м	– местные;
макс	– максимальный;
мат	– материал;
мин	– минимальный;
нар	– наружный, относящийся к окружающей среде;
нач	– начальный;
недисс	– недиссоциированный;
ог	– заторможенный поток;

ок	– окислитель;
отв	– отверстие;
отн	– относительный;
охл	– охлаждающая жидкость ;
пгрс	– пограничный слой;
прс	– пристеночный слой;
р	– ребро;
разв	– разворот;
с	– сопло;
сопр	– точка сопряжения ;
ср	– средний;
ст	– стенка;
сумм	– суммарный;
т	– температурный напор;
то	– тракт охлаждения;
цил	– цилиндрический;
э	– эквивалентное;
эф	– эффективное.

Сокращения

БНАО	– бустерный насосный агрегат окислителя;
ВГГ	– восстановительный генераторный газ;
ГДП	– газодинамический профиль;
ДЖГГ	– двигатель с дожиганием генераторного газа;
ЖРД	– жидкостный ракетный двигатель;
ЖРДМТ	– жидкостный ракетный двигатель малой тяги;
КА	– космический аппарат;
КИО	– коэффициент избытка окислителя;
КС	– камера сгорания;
КТ	– компоненты топлива;
МБ	– межорбитальный буксир;
МИ	– многоразовое использование;
МТА	– межорбитальный транспортный аппарат;
НГ	– насос горючего;
НО	– насос окислителя;

ОГГ	– окислительный генераторный газ;
ОСК	– осевая координата;
ПГРС	– пограничный слой;
ПРС	– пристеночный слой;
ПС	– продукты сгорания;
РБ	– разгонный блок;
СГ	– смесительная головка;
СО	– система охлаждения;
ТНА	– турбонасосный агрегат;
ТО	– тракт охлаждения;
ТС	– тепловое состояние;
УИТ	– удельный импульс тяги.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время одними из главных задач является дальнейшее освоение космического пространства, полеты и освоения Луны, реализация идеи использования энергии Солнца. Эти задачи требуют разработки новых космических ракетных систем и космических аппаратов с использованием новых высокоэффективных и надежных жидкостных ракетных двигателей (ЖРД), к которым предъявляются следующие требования:

- высокий удельный импульс тяги;
- большая степень расширения сопла;
- высокое давление в камере сгорания;
- большой ресурс;
- минимальная стоимость;
- малые давления наддува баков;
- минимальные габаритные размеры.

Выполнить эти требования возможно с помощью двигателей, при создании которых использовались новые схемные и конструктивные решения, позволяющие существенно улучшить характеристики и надежность работы. Необходимость обеспечения заданного ресурса и возможности многократного использования двигателей ставит перед их разработчиками сложные вопросы по выбору и конструктивному оформлению пневмогидросистем двигателей и космического блока в целом. Осуществления данных мероприятий позволяет говорить о начале качественно нового этапа в развитии ЖРД космического назначения.

Использование существующих одноразовых ракет-носителей и многоразовых транспортных космических кораблей (МТКК) удовлетворяет только части требований, предъявляемых ко всей системе средств доставки полезной нагрузки. Необходима, по крайней мере, еще одна космическая система (межорбитальный буксир (МБ) или разгонный блок (РБ)), способная доставить полезную нагрузку с низкой околоземной орбиты к месту назначения.

В частности, МБ и РБ предназначены для решения двух основных задач:

- 1) доставки на высокую околоземную орбиту и быстрого возвращения пилотируемых и непилотируемых спутников и космических аппаратов;
- 2) относительно медленного перевода на геосинхронную (геостационарную) орбиту крупногабаритных космических конструкций, собирающихся или разворачивающихся на низкой околоземной орбите.

В связи с высокими материальными затратами на выведение космических аппаратов актуальной проблемой является рассмотрение вопроса реализуемости МИ МБ.

Для осуществления данной возможности МИ наиболее оптимальным вариантом является использование ЖРДУ безгенераторной схемы.

Данный тип схемы, по сравнению со схемой с ДЖГГ, имеет следующие преимущества:

- простота конструкции;
- высокие энергетические характеристики;
- большой ресурс работы;
- высокая надёжность, ввиду использования одного огневого агрегата в составе двигателя;
- сокращение времени экспериментальной отработки, доводки и производства;
- высокая экономичность за счёт отсутствия потерь УИТ на внутреннее охлаждение огневой стенки камеры.

На данный момент существующие разработки безгазогенераторных ЖРД, разрабатываемые в России и других странах показывают, что использование безгазогенераторных схем является весьма перспективным для их использования в качестве ракетных двигателей для МБ [58].

Характерным свойством безгазогенераторной схемы является пониженный по сравнению с маргшевыми двигателями уровень тяг.

Отличительной особенностью безгазогенераторных ЖРД является то, что они работают исключительно на криогенных компонентах топлива (КТ) (кислород, водород, метан) и имеют высокий удельный импульс. Важной особенностью криогенных компонентов топлив является их экологичность и высокие энергетические и термодинамические параметры.

В безгазогенераторных двигателях, за счёт высоких охлаждающих способностей применяемых охладителей, возможно интенсивное охлаждение камеры ЖРД при умеренном ТС конструкции.

Также, за счёт высокой газовой постоянной криогенного КТ и высокого подогрева охладителя в тракте охлаждения КС, т.е. работоспособности газа (комплекса zRT), идущего затем на привод турбины, возможно значительно повысить адиабатную работу турбины ТНА.

В зависимости от предполагаемой траектории полёта и основных технических требований, предъявляемых к МБ, применение безгазогенераторной схемы ЖРД, в составе МБ, позволяет осуществить выведение полезных грузов с орбит, благодаря возможности работы двигателя в широком диапазоне тяг.

Форсирование параметров базового двигателя прототипа или увеличение его экономичности, т.е. увеличение УИТ и тяги, рост давления в КС в безгазогенераторной схеме ЖРД возможен за счёт максимальной величины разогрева хладагента в тракте охлаждения [60]. В отличие от схемы с дожиганием генераторного газа, где рост давления в камере реализуется за счёт увеличения давления в ГГ, что усложняет конструкцию ГГ и предъявляет требования по осуществлению надёжного и достаточного охлаждения ГГ при малых расходах охлаждающего компонента, в случае дросселирования двигателя относительно проектного режима снижение давления может неблагоприятно сказаться на ТС корпуса ГГ, особенно при относительно небольших расходах.

Преимущество ВГГ и ОГГ на кислород-водородных компонентах топлива (ТС) является химическая кинетика самого топлива, позволяющая при-

водить турбины при достаточно небольших (ВГГ) или больших КИО (ОГГ). В данном случае, так как химическое соединение при брутто реакции горения выделяется только одномольный кислород O и водород H, водяные пары H₂O и прочие кислородосодержащие соединения, при относительно небольшом времени пребывания в ГГ, с учётом неравновесных процессов в ГГ, дают приближенные термодинамические параметры и высокую работоспособность, а также достаточную сходимость экспериментальных данных с термодинамическим расчётом.

Для осуществления мероприятий по увеличению давления в КС существуют различные способы по осуществлению рационального охлаждения, одним из эффективных способов является увеличение внутренней и внешней поверхности теплообмена.

В качестве хладагента наиболее рационально использовать водород, который способен обеспечить максимальный теплосъём от огневой стенки корпуса КС и сопла за счёт высокой охлаждающей способности. Водород хорошо себя зарекомендовал как высокоэффективный хладагент в ядерных ракетных двигателях [61, 66] и ядерных реакторах [61], а также в качестве рабочего тела и хладагента в химической, нефтяной, нефте-химической, криогенной, атомной, авиационной, судовой, медицинской и других отраслях промышленности [79 - 82, 87].

Именно эффективная работоспособность подогретого водорода в ТО в значительной степени повышает мощность турбины, что позволяет достичь высоких уровней давлений в КС и получить прирост удельного импульса двигателя.

В открытых источниках [53-55, 63-65, 67] приведены основные параметры кислородно-водородных ЖРД, в работе принята попытка обобщения всей имеющейся информации касательно кислородно-водородных ЖРД разных схем и типоразмеров. Обобщение выбрано по основным показателям ЖРД, такие как тяга, давление в камере, УИТ, масса (КЭ в таблице 1.1 и 1.2 обозначает критерий эффективности-отношение массы двигателя к тяге).

Таблица 1.1. – Отечественные и зарубежные криогенные жидкостные кислород-водородные ракетные двигатели нижних ступеней

Двигатель	Компания / Страна	Год	Тяга, т	УИТ, с	Давление, атм	Масса, кг	КЭ, кг/т
M-1	Pratt & Whitney / США	1967	680	428	68,9	9979	14,7
AMPS-1	Rocketdyne / США	1970	8,2	468	49,6	203	24,9
SSME	Rocketdyne / США	1981	213	453	205	2878	13,5
РД-0120	КБХА / Россия	1987	200	455	223	3450	17,3
LE-7	Mitsubishi / Япония	1994	110	445	128	1692	15,5
Vulcain	Snecma / Франция	1996	116	430	110	1650	14,5
LE-7A	Mitsubishi / Япония	6/2000	112	440	123	-	-
XRS-2200	Rocketdyne / США	7/2000	121	429	58,9	-	-
RS-68	Rocketdyne / США	2001	295	365	141	6595	22,3
Vulcain-2	Snecma / Франция	4/2002	137	434	116	2040	14,8
РД-701	НПО «Энергомаш» / Россия	2000	323	330	294	4147	12,8

Таблица 1.2. – Отечественные и зарубежные криогенные жидкостные кислород-водородные ракетные двигатели верхних ступеней

Двигатель	Компания / Страна	Год	Тяга, т	УИТ, с	Давление, атм	Масса, кг	КЭ, кг/т	
RL-10A-1	Pratt & Whitney / США	1962	6,7	422	20,6	132	19,7	
J-2	Rocketdyne / США	1964	104	425	52,6	1578	15,1	
J-2S	Rocketdyne / США	1970	120	435	85,9	1723	14,3	
ASE	Aerojet / США	1978	9,1	473	139	174	19,2	
YF-73	CAIT / Япония	1984	4,5	425	30	236	52,6	
КВД-1	КБХА / Россия	1962	7,5	463	58	-	-	
11Д57	ОКБ-165 / Россия	1962	40	456	106	840	21,0	
НК-35	ОКБ-276 / Россия	1962	200	-	-	-	-	
H-2	Snecma / Франция	1964	6,0 (4 камеры тягой 1500 кг)					-
HM-4	Snecma / Франция	1967	4,0	412	23,3	-	-	

Продолжение таблицы 1.2

Двигатель	Компания / Страна	Год	Тяга, т	УИТ, с	Давление, атм	Масса, кг	КЭ, кг/т
HM-6	Snecma / Франция	1972	6,0	420	34,9	181	30,0
HM-7A	Snecma / Франция	1975	6,0	441	35	-	-
HM-7B	Snecma / Франция	1980	6,3	444	36,2	155	24,6
RL-10A-3	Pratt & Whitney / США	1993	7,4	444	32,0	138	18,3
RL10A4	Pratt & Whitney / США	1994	9,4	449	39,3	168	17,8
RL10A-5	Pratt & Whitney / США	1998	6,2	368	33,4	-	-
RL10B-2	Pratt & Whitney / США	2002	11,2	466	44,4	-	-
RL10C-1	Pratt & Whitney / США	-	15,8	-	-	-	-
RL10D-1	Pratt & Whitney / США	-	22,6	-	-	-	-
RL10E	Pratt & Whitney / США	-	10,1	-	42,0	-	-
RL-50	Pratt & Whitney / США	2003	22,3	470	77,3	498	22,0
LE-5	Mitsubishi / Япония	1986	10,5	448	36,3	255	24,3
LE-5A	Mitsubishi / Япония	1994	12,4	452	38,2	245	19,8
LE-5B	Mitsubishi / Япония	1999	14,0	447	37	-	-
Vinci	Snecma / Франция	2005	15,8	464	60	480	30,3
РД-701	НПО «Энергомаш» / Россия	2000	161	460	123	4147	25,7
РД-0126	КБХА / Россия	2013	4,0	476	73	-	-
РД-0146	КБХА / Россия	1997	10,0	463	80	242	24,2
РД-0146У	КБХА / Россия	2012	10	463	80	-	-
РД-0146Д	КБХА / Россия	2011	7,5	470	63	242	24,2
РД-0146У	КБХА / Россия	2012	10	463	80	-	-

Продолжение таблицы 1.2

Двигатель	Компания / Страна	Год	Тяга, т	УИТ, с	Давление, атм	Масса, кг	КЭ, кг/т
РД-0146Д	КБХА / Россия	2011	7,5	470	63	242	24,2
РД-0150	КБХА / Россия	2014	55	469	165	-	-
СЕ-7.5	Indian Space Research Organisation / Индия	2010	7,5	454	58-75	435	58
СЕ-20	Indian Space Research Organisation / Индия	2017	20	443 ± 3	60	588	29,4
YF-75	САИТ/ Япония	1994	8,52	438	36,8	245	28,7
YF-75D	ААЛРТ/ Япония	2016	9,01	442	41,0	265	29,4
ES-702	ААЛРТ/ Япония	-	10	425	35,1	259.4	25,94

Актуальность темы диссертационной работы.

Существующие требования к двигателям высоких ступеней показывают рациональность использования перехода к безгазогенераторным схемам ЖРД с целью снижения стоимости двигательных установок за счёт упрощения конструкции, снижения её массы и повышения надёжности.

Сравнительно более низкий уровень тяги упрощает систему охлаждения теплонапряжённых узлов конструкции, что позволяет в совокупности использования криогенных компонентов. Появляется возможность использование более эффективной системы охлаждения за счёт подачи криогенного компонента в область форсуночной головки и развития поверхности съёма тепла за счёт применения внутренних рёбер. Разработка методов оптимизации подобных конструкций позволяет спрогнозировать тепловое состояние и необходимые геометрические параметры на стадии проектирования, что делает актуальным данные исследования.

Объектом исследования является камера ЖРД с новой системой охлаждения на базе безгазогенераторной пневмогидравлической схемы, работающая на криогенных КТ.

Целью работы является повышение УИТ безгазогенераторного ЖРД за счёт интенсификации теплообмена в камере сгорания.

Для достижения поставленной цели необходимо было решить следующие задачи:

- в целях увеличения УИТ за счёт эффективной работы двигателя разработать схему охлаждения [1, 5, 6, 10, 19, 12, 18, 20 – 42] КС высокочриогенным водородом с учётом подачи его в область форсуночной головки за счёт развития внутренней поверхности КС;
- разработать математическую модель [2, 3] процесса охлаждения КС и сопла путём выбора газодинамического профиля учитывающего изменение теплофизических параметров по тракту охлаждения от КИО и давления в КС;
- разработать методику и программу по расчёту газодинамических и теплогидравлических [7, 8, 11, 12] параметров с целью выбора оптимальных геометрических параметров каналов тракта охлаждения;
- с помощью известных по литературе натуральных экспериментов произвести критический анализ в целях проверки адекватности модели.

Научная новизна работы заключается в следующем.

1. Разработана схема охлаждения КС высокочриогенным водородом с учётом подачи его в область форсуночной головки за счёт развития внутренней поверхности КС.
2. Создана математическая модель процесса охлаждения КС и сопла путём выбора газодинамического профиля учитывающего изменения термодинамических параметров в КС от КИО и давления и теплофизических параметров по тракту охлаждения.
3. Разработана методика и программа по расчёту газодинамических и теплогидравлических параметров с целью выбора оптимальных геометрических параметров каналов тракта охлаждения.

Практическая значимость работы состоит в том, что разработанная новая схема охлаждения и математические методы оптимизации высококона-

пряжённых узлов конструкции безгазогенераторных ЖРД позволяют увеличить надёжность их работы и увеличить УИТ на 5 с.

Методы исследования.

При решении поставленных задач использованы теоретические и численные методы расчета, реализованные на языках программирования Python и VBA.

Положения, выносимые на защиту.

1. Способ охлаждения теплонапряженных узлов ЖРД путём подачи криогенного компонента в область форсуночной головки КС с внутренним оребрением.
2. Методика расчета камеры ЖРД безгазогенераторной схемы с учётом увеличение интенсивности теплообмена в камере, позволяющая оценить влияние различных факторов на давление в КС, тягу и УИТ двигателя.
3. Результаты тепловых расчетов и их верификация с известными экспериментальными данными кислород-водородного ЖРД.

Достоверность полученных результатов и выводов подтверждается:

1. Использованием всестороннего критического анализа известных натуральных испытаний и экспериментальных результатов модельных двигателей.
2. Использованием верифицированных известных научных положений и методов расчета ракетных двигателей, теории тепломассообмена, хладотехники и теплотехники.
3. Применением фундаментальных положений гидравлики, газовой динамики, термодинамики и теплофизики.

Апробация результатов работы.

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

1. Конкурсе научно-технических работ и проектов «Молодежь и будущее авиации и космонавтики – 2016», Москва, 2016г.;
2. XLII Международной молодежной научно-технической конференции «Гагаринские чтения – 2016», Москва, 2016г.;

3. II Международном православном студенческом форуме, Москва, 2016г.;
4. Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения – 2016», Самара, 2016г.;
5. 15-ой Международной конференции «Авиация и космонавтика – 2016», Москва, 2016г.;
6. XLIII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2017», Москва 2017г.;
7. III Международной конференции «Актуальные проблемы авиации и космонавтики – 2017», Красноярск, 2017г.;
8. 16-ой Международной конференции «Авиация и космонавтика – 2017», Москва, 2017г.;
9. Международной молодежной научной конференции «XXIII Туполевские чтения (школа молодых ученых) – 2017», Казань, 2017г.;
10. XLIV Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2018», Москва, 2018г.;
11. 19-ой Международной конференции «Авиация и космонавтика – 2020», Москва, 2020г.;
12. XLVII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2021», Москва, 2021г.;
13. Международная конференция «Математическое моделирование», Москва, 2021г.;
14. XLVIII Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения – 2022», Москва, 2022г.

Публикации. По результатам темы диссертации опубликовано 4 статьи, из них 4, рецензируемые в журналах и изданиях, имеющих аккредитацию ВАК.

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

1. АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ПО ИССЛЕДОВАНИЮ БЕЗГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ЖРД

В 90-е годы в различных странах большое внимание уделялось созданию ЖРД, работающих без газогенератора. Наиболее широко освещались разработки фирм "Рокетдайн", "Пратт & Уитни" и "Аэроджет ликвид рокет" (США), а также двигателей LE-5A и HIPEX [55] (Япония). Это связано с тем, что в космические программы NASA на 90-е гг. включено более 50 полетов пилотируемых и грузовых космических кораблей. Для выполнения таких полетов потребуется межорбитальный буксир (МБ), который эксплуатируется совместно с МТКК "Спейс Шаттл" [60]. МБ предназначены для выполнения, в основном, двух задач:

для быстрой доставки объектов на геосинхронную орбиту или быстрого возвращения пилотируемых и непилотируемых спутников;

для относительно медленного перевода на геосинхронную орбиту крупноразмерных космических конструкций, которые собираются или разворачиваются на низкой околоземной орбите.

Интерес, проявляемый к использованию кислородо-водородного ЖРД безгазогенераторной схемы для МБ, объясняется его большей надежностью, по сравнению с двигателями обычных схем (низкая температура рабочего тела турбины упрощает конструкцию ТНА). Кроме того, отсутствие газогенератора упрощает схему двигателя, тем, что применение кислородо-водородного топлива обуславливает получение высокого удельного импульса и обеспечение экологически чистых продуктов сгорания и, наконец, обладает сравнительно небольшой массой и простотой конструкции, низкой стоимостью.

В двигателях традиционных схем газогенератор, газоводы, турбины работают при около предельных значениях температуры рабочего газа. Случайное изменение соотношения компонентов топлива в газогенераторе может привести к повышению температуры рабочего тела и вызвать разруше-

ние этих элементов ДУ. Кроме того, газогенератор может быть источником высокочастотных колебаний в камере двигателя с дожиганием ПС [60].

Ранее применение таких двигателей сдерживалось наличием низкого давления в камере сгорания (например, американский ЖРД RL-10, $p_k = 3$ МПа), которое обуславливало сравнительно невысокое значение удельного импульса. Однако, последние достижения в области ракетного двигателестроения, оптимальное проектирование и конструирование КС для увеличения теплосъёма, проведение специальных мероприятий по интенсификации теплоотвода из КС в охладитель, утилизация тепла газа, прошедшего через турбину, всё это позволяет поднять давление в основной камере двигателя, работающего по безгенераторной схеме до значительного уровня (более 10 МПа. [58]).

Можно показать, что основным путем форсирования характеристик ЖРД безгазогенераторной схемы является увеличение температуры подогрева в охлаждающем тракте двигателя и, следовательно, температуры рабочего тела перед турбиной. Этого можно, в частности, достичь применением высокоэффективных систем интенсификации теплообмена в охлаждающем тракте двигателя, откуда подогретый водород направляется на турбину, позволяющих значительно повысить подогрев рабочего тела при обеспечении безопасного теплового состояния конструкции - до 400...450 К.

Существующие системы регенеративного охлаждения не позволяют достичь указанных значений температур [17], поскольку увеличение теплоотдачи в ТО связано с повышением скорости движения водорода и росту потерь давления в ТО, опережающему рост давления в камере за счет дополнительного подогрева водорода.

Таким образом, для создания и теоретического обоснования численных методов теплового и гидравлического расчета высокоинтенсивных теплообменных систем с использованием предельной интенсификации теплообмена необходимо провести множество расчётно-теоретических исследований и

составить литературный обзор с изучением множества различных источников.

1.1. Общие сведения и назначение безгазогенераторных ЖРД

В настоящее время в развитии космических транспортных средств и аппаратов сложилась ситуация, при которой возможности по совершенствованию закрытых схем ЖРД с дожиганием и без дожигания генераторного газа (открытые схемы) практически полностью исчерпаны или ограничены незначительным улучшением энергомассовых характеристик, достигаемых, зачастую, в ущерб надежности, безопасности, экологичности или стоимости. Исключение составляет безгенераторные схемы ЖРД, в которых возможно мероприятие по увеличению УИТ.

Безгазогенераторные схемы двигателей используются в качестве маршевых двигателей разгонных блоков и 3-х ступеней ракет. Двигатели такого типа работают исключительно на криогенных компонентах топлива и имеют большой удельный импульс тяги. В зависимости от применяемых КТ УИТ варьируется от 3500 до 3700 м/с для топливной пары H_2 - CH_4 и от 4400 до 4700 м/с для КТ H_2 - O_2 [56 - 58].

Сравнивая применение в качестве горючего водорода и метана по энергетическим параметрам, можно прийти к выводу, что при сравнении двух топливных пар-кислород+метан и кислород+водород, применение метана в качестве КТ обусловлено рядом проблем, одной из которой является существенное снижение энергетических параметров двигателя. Так как газовая постоянная в основном у него меньше, в ТО метан поступает с достаточно большой температурой. Метан является углеродсодержащим КТ, следовательно, как и керосин любых марок и сортов осаждает сажу на любых поверхностях, к которым подводится теплоприток.

Сравнивая УИТ кислород-водород и кислород-метан (СПГ) кислород-водород имеет большие параметры по УИТ.

В открытых источниках, для ЖРД не найдено массового применения двигателей работающих на КТ кислород-метан, исключение составляют дви-

гатели РД0110МД, РД0146М, РД0162, SpaceX Raptor [78]. В основном данный КТ применяется либо в модельных двигателях, для изучения рабочего процесса, либо в ЖРДМТ [75].

При анализе источников по безгенераторным двигателям в открытой печати был сделан вывод, что данные схемы работают при относительно низком давлении в КС, по сравнению с двигателями с ДЖГГ (таблицы 1.1 и 1.2).

Отличительной особенностью безгазогенераторных схем двигателей является использование подогретого охладителя после тракта охлаждения, осуществляющего привод турбин основных насосов О и Г. В настоящее время существуют следующие варианты работы безгазогенераторных схем ЖРД:

- открытая (сброс парагаза в сверхкритическую часть сопла);
- закрытая (сброс парагаза в КС);
- комбинированного охлаждения.

Такой тип схемы так же в зарубежных источниках называется ЖРД с циклом фазового перехода [56, 57]. Название схема приобрела за счёт физического принципа резкого фазового перехода с жидкого состояния, поступающего из баков в газообразное или сверхкритическое (в зависимости от давления подачи), переход возможен как при подогреве в НГ или при относительно небольшом подогреве в ТО.

Безгенераторная схема ЖРД представляет собой закрытую схему ЖРД с насосной подачей КТ и подогревом от ТО хладагента, идущего затем на привод турбины. В частности, получается, что в безгенераторном двигателе ТО предназначен для решения следующих задач:

- 1) передача отведенного тепла от ПС для привода турбины ТНА (т.е. служит в роли рукуперативного теплообменного аппарата);
- 2) СО корпуса камеры двигателя и сопла;
- 3) осуществление прочности соединения с наружной стенки корпуса камере, с учётом малоциклового усталости материала.

В отличие от схем двигателей на высококипящих КТ, в основном использующих радикальные меры по уменьшению тепловых потоков. Эти меры связаны с потерей УИТ и организацией внутренних течений. Основной существенный недостаток высококипящих КТ по теплофизическим параметрам является небольшой температурный градиент, в результате которого жидкость приближается к температуре кипения или разложения (в зависимости от текущего давления в ТО), следовательно, применимость в безгазогенераторных ЖРД для привода в качестве хладагента ограничена теплофизическими параметрами самого хладагента, ввиду изменения агрегатного состояния и образования нескольких режимов кипения (пузырьковый, развитый и т.д.), приводящих к такому явлению как кризис теплообмена [51].

В двигателях безгенераторной схемы ввиду высокой напорности насосов О и Г предусматриваются бустерные насосные агрегаты, т.к. при малых давлениях подачи компонентов и высоких частотах вращения ротора турбонасосного агрегата горючего (до 130000 об/мин), возможно возникновения кавитации, для реализации бескавитационной работы насосов перед основными насосами подачи КТ ставятся БТНАГ или БТНАО.

Турбины в безгазогенераторной схеме ЖРД, как правило, применяются активные предкамерные с одной или двумя ступенями, данный тип турбин возможен осуществлять необходимый перепад давления в КС.

Расход в баках в безгенераторных криогенных ЖРД распределяется на так называемое использованное топливо и неиспользованное топливо.

Используемое топливо предназначено для основного маршевого режима работы и переходных режимах, т.е. для осуществления запуска и останова двигателя, к нему, как правило, в целях безопасности добавляется гарантированный запас топлива, составляющий 2-2.5 % от расхода, заложенного на используемое топливо.

Неиспользованное топливо не осуществляет роль в рабочем процессе при запуске и предназначено для дополнительных операций, такие как:

- осуществление захолаживания двигателя и его расходных магистралей перед запуском двигателя;
- невыработываемые остатки топлива в баках КТ;
- топливо для работы вспомогательных систем РБ и МБ, к примеру, для наддува баков.

Наддув баков осуществляется рабочим телом с малым молекулярным весом, либо гелием, который держится в виде отдельного баллона, либо водородом.

Регулирование тяги в безгазогенераторных ЖРД осуществляется с использованием регулятора горючего КТ. В частности, это реализуется за счёт перепуска подогретого криогенного компонента, выступающего в роли хладагента после ТО между ТНАО и ТНАГ. За счёт данных мероприятий осуществляется регулирование мощности турбин О и Г и напоров бустерных и основных насосов.

Поддержание и изменение коэффициента соотношения КТ в КС двигателя реализуется с помощью использования дросселя, установленного на линии О.

Так как водород [76] имеет малую плотность при входе в камеру двигателя, необходимо отразить основные устройства распыливания, применяющихся в двигателях на криогенных КТ.

Форсунки в кислородно-водородных двигателях применяются в основном коаксальные газожидкостные сооснотруйные [52].

В основном они имеют схожую конструкцию. Сооснотруйная форсунка представляет из себя цилиндрический трубчатый наконечник с входным центральным осевым каналом для жидкого компонента (кислорода) и кольцевым каналом для газового или сверхкритического КТ. В кольцевой канал горючее подводится через отверстия, равномерно расположенные по окружности.

При аналитическом обзоре отечественных схемных решений, которые проведены ниже, был сделан вывод:

Камера ЖРД в безгенераторных схемах, в основном, применяется с увеличенной длиной цилиндрической части, это связано с необходимостью большей передачи тепла хладагенту. После обзора пунктов 1.2 и 1.3 можно сделать вывод о необходимости рассмотрения проблемы и путей решения в смежных отраслях промышленности по применению различных интенсификаторов технических поверхностей, соответственно далее будет проведён глубокий анализ способов повышения интенсификации не только в ЖРД, но и во всех других отраслях промышленности.

1.2. Анализ схемных решений, применяемых для увеличения давления в КС безгенераторного ЖРД

В диссертации [60] была попытка увеличения эффективности двигателя с использованием транспирационного охлаждения на примере двигателя безгенераторной схемы RL-10.

В качестве экспериментальной части в математических моделях были получены схожие параметры с экспериментом. Экспериментальная установка была предназначена для верификации математической модели. В качестве исследуемого объекта был теплообменный аппарат с межканальным транспирационным трактом охлаждения.

В результате в программном комплексе для поверочных и проектных расчётов CO - HOLOD-3 проведена многомерная оптимизация, в результате которой были подобраны оптимальные параметры межканального пористого тракта охлаждения (МКТТ) в безгенераторной схеме ЖРД.

Оптимизация показала, что, подогрев до высоких температур водорода возможен. В результате чего был проведён расчёт предельного возможного давления в КС и далее оценен эффект изменения УИТ с увеличением давления в камере.

Отмечено, что применение ТО с МКТТ позволяет повысить давление в КС с величины 3 МПа до 16,54 МПа. При таком давлении и соотношении КТ равным 5,5 теоретический УИТ равен 4692 м/с (478 с), что на 374 м/с (38,7 с) выше, чем в штатном двигателе RL-10, ограниченным низким подогревом

водорода в трубчатом ТО. Таким образом, применение ТО с МКТТ позволяет повысить УИТ безгенераторного ЖРД более, чем на 11% только за счёт увеличения давления в камере, наряду со снижением массовых и габаритных характеристик двигателя.

В [55, 58, 59] проводился анализ схем с дожиганием и безгенераторной схемы. При прочих равных условиях и одинаковом времени работы в полёте автор предпочёл безгенераторную схему, так как данная схема более безопасна, надёжна, проста в доводке и более низкая по стоимости в изготовлении и эксплуатации. Эти преимущества обусловлены, главным образом, величиной давления в КС, температурой и давлением рабочего тела турбин. К тому же использование в двигателе космического базирования сопла с большой геометрической степенью расширения, можно получить высокое значение УИТ, несмотря на несколько меньшее давление в КС двигателя безгенераторной схемы.

Увеличение давления в безгенераторной схеме обусловлено применением двух теплообменных аппаратов и подогревом двух компонентов до более высоких температур. Такое схемное решение с применением в безгенераторной схеме позволяет поднять давление в КС ЖРД до 10,6 МПа. На рисунке 1.1 представлена ПГС инновационного ЖРД АЕСЕ (Advanced Expander Cycle Engine) с высоким УИТ. Технические характеристики двигателя приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1. – Технические характеристики двигателя безгенераторной схемы АЕСЕ [62, 63]

Название	Значение параметра
Тяга в пустоте, кН	68
УИТ в пустоте, м/с / с	4715 / 480,6
Соотношение КТ	6
Давление в КС, МПа	10,6
Расход окислителя, кг/с	12,2
Расход горючего, кг/с	2,04
Время работы в полете, с	2000
Масса, кг	215
Длина без соплового насадка, м	1,52
Длина с сопловым насадком, м	3

Водород после открытия входного клапана (ЭКГ 1) поступает в БНАГ. После бустерного насоса небольшая часть водорода направляется на охлаждение выдвигного соплового насадка, а основная – в насос высокого давления. Затем водород нагревается, последовательно проходя через ТО теплообменника после турбинного газа (АТ1), КС и неподвижную часть сопла. Большая часть этого водорода используется для привода турбины ТНА горючего, турбины БНА горючего, турбины ТНА окислителя. Затем горячий водород, пройдя через теплообменник АТ1 и отдав оставшееся избыточное тепло, поступает в СГ КС. Меньшая часть подогретого водорода, через байпасную линию и регулятор ДРР2, направляется непосредственно в головку камеры, минуя турбины. Благодаря этому, в двигателе имеется некоторый запас по мощности, что позволяет надежно регулировать его на различных режимах. Кроме того, этот водород используется в теплообменнике АТ2 для газификации и подогрева кислорода для надува баков и для подачи в ЗУ КС.

Жидкий кислород после открытия входного клапана ЭКО1 поступает в БНАО, а затем в ТНА высокого давления. После этого весь расход кислорода подаётся на привод гидравлической турбины БНАО. Из турбины БНАО, кислород направляется в СГ через регулятор ДРР3, поддерживающий заданное массовое соотношение КТ в КС. Небольшая доля кислорода газифицируется в теплообменнике АТ2.

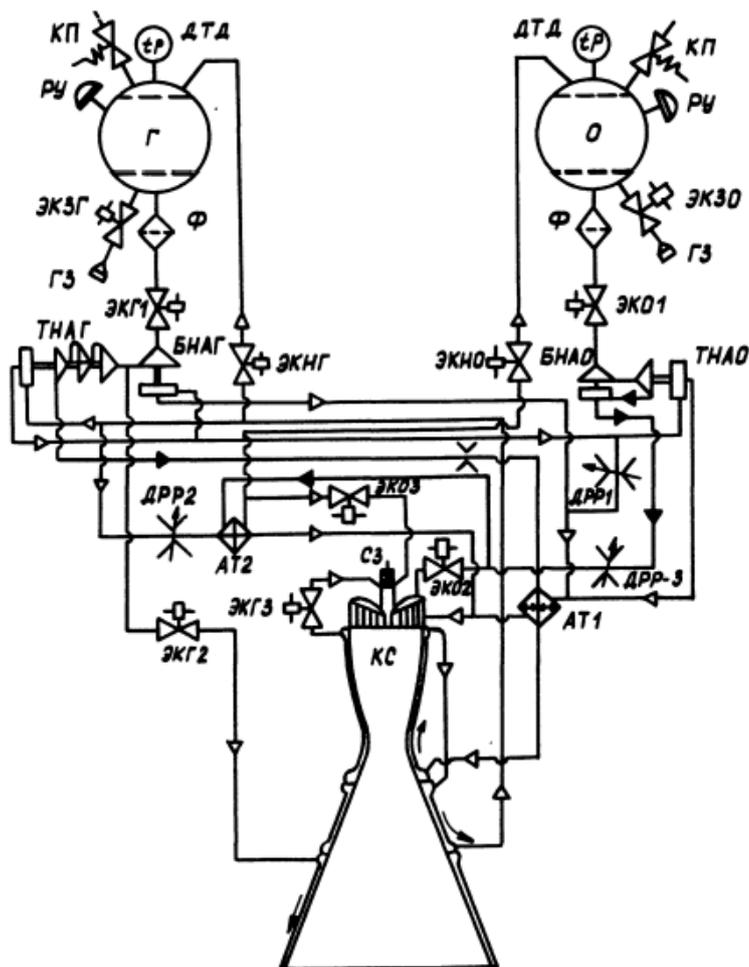


Рисунок 1.1. – Принципиальная схема ДУ безгенераторной схемы с 2-мя теплообменными аппаратами.

Более низкое значение температуры рабочего газа в турбинах, а также отсутствие возможностей для роста его температуры при отклонениях в режиме работы камеры (так как КС работает при максимальном тепловом потоке в стенку и при изменении режима работы подогрев хладагента только уменьшается) существенно снижают напряжения в агрегатах двигателя и по-

вышают вероятность их безаварийной работы. Кроме того, облегчается автономная отработка ТНА и БНА, клапанов и регуляторов. При проектировании и отработке двигателей с более низкой температурой в газовом тракте возникает меньше проблем в создании насосов и уплотнений, в свойствах материалов и в технологии их отработки.

Отличительной особенностью КС данного двигателя является большая ее длина по сравнению с длиной КС двигателей открытой схемы и с ДЖГГ. Увеличение длины КС позволяет повысить разогрев водорода в ТО, а это, в свою очередь, позволяет существенно увеличить давление в КС при работе двигателя по безгенераторной схеме с подогревом рабочего тела для турбины в ТО.

Расчётные исследования показали, что цилиндрическая КС длиной 250 мм, достаточной для качественного сгорания топлива, обеспечивает такой подогрев водорода, который позволяет без генератора работать при давлении 6 МПа. Увеличение длины КС вдвое увеличивает теплосъём примерно на 40% и позволяет поднять давление до 9 МПа и УИТ.

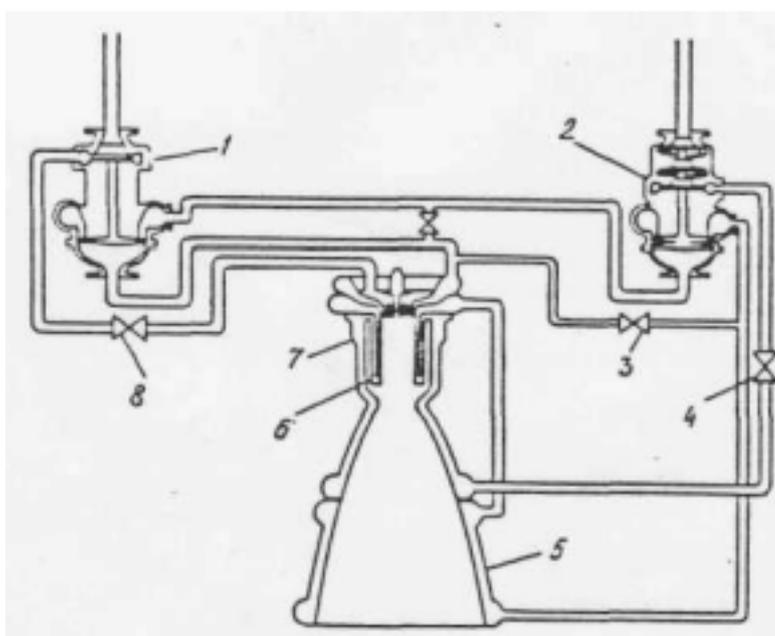
В рассмотренном двигателе дальнейшее увеличение подогрева реализуется за счёт применение камеры конической формы. В этом случае профиль теплового потока по длине двигателя будет более равномерным, без резкого пика теплового потока в районе критического сечения, разогрев водорода увеличивается, и, следовательно, давление в КС можно увеличить до 10 МПа.

Так же можно отметить японский двигатель HIREX [55], как двигатель с наиболее интересной конструкцией. Двигатель HIREX предназначен для МБ и довольно сильно отличается от разработок американских фирм.

При создании двигателя безгенераторной схемы одной из проблем является ограниченная температура подогрева рабочего тела. Исправить этот недостаток конструкторы решили с помощью специального теплообменного аппарата, расположенного в камере сгорания. Этот теплообменный аппарат называется трубка Фильда и обладает высокой эффективностью. Принцип его работы откровенно прост, так как конструктивно он очень похож на кон-

струкцию типа «труба в трубе». Причём внутренняя полость, представляющая из себя трубу, сообщается с наружной полостью, которая образует кольцевой канал, по которому первично или вторично движется теплоноситель. Этот теплообменник используется, в основном, на химическом производстве и редко применяется в остальных отраслях промышленности.

Пневмогидравлическая схема двигателя приведена на рисунке 1.2. Жидкий водород из насоса поступает в ТО КС, затем проходит через внутренний теплообменник и СО сверхзвуковой части сопла и поступает на турбину насоса водорода, затем на турбину насоса жидкого кислорода и в СГ КС.



1,2 – ТНА жидких кислорода и водорода; 3 – перепускной клапан; 4,8 - главные клапаны кислорода и водорода; 5 – сопло; 6 – теплообменник; 7 – КС.

Рисунок 1.2. – Пневмогидравлическая схема ЖРД НИРЕХ

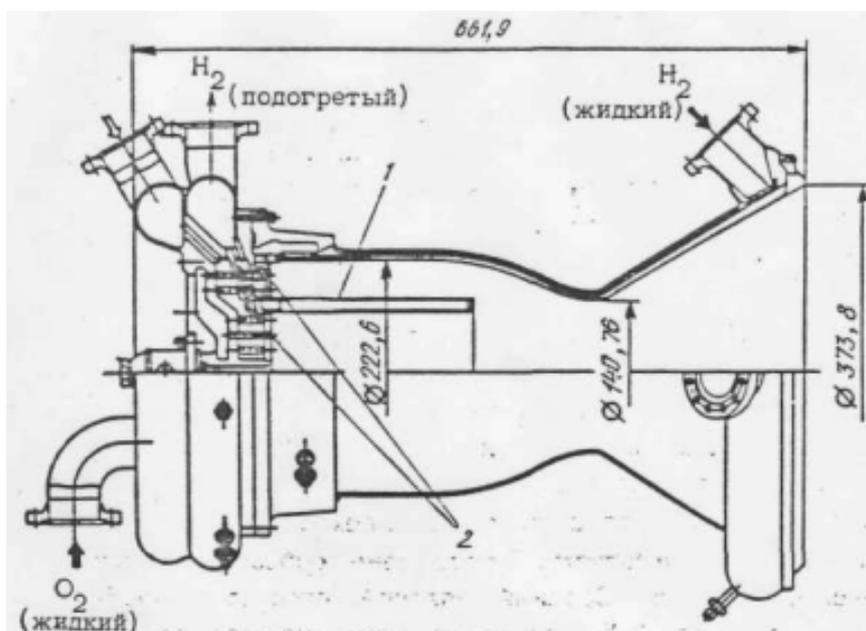
КС с теплообменным аппаратом, установленным внутри СГ, представлена на рисунке 1.3. Теплообменник имеет кольцевую форму и изготовлен из медного сплава. Он состоит из двух частей: внутренней оболочки с прямоугольными фрезерованными канавками и внешней оболочки, которые соединяются между собой диффузионной пайкой. Охладитель поступает в теплообменник со стороны СГ и в конце теплообменника разворачивается обратным током, где течёт по соседним канавкам.

Двухкомпонентные струйные форсунки расположены как внутри теплообменника, так и снаружи в кольцевом пространстве КС. Диаметр камеры сгорания - 232 мм, средний диаметр теплообменника - 111 мм. ТО теплообменника состоит из 90 канавок шириной 3 мм и высотой 8 мм.

При общем подогреве водорода до 400 градусов, в теплообменнике водород нагревается на 100 градусов.

В 1985 – 1987 гг. была разработана и испытана модельная КС, работающая с теплообменником, тягой 22 кН при давлении в КС 1.5...2 МПа.

Испытания показали, что установка теплообменника не повлияла на характеристики двигателя. Двигатель устойчиво работал при регулировании тяги в широких пределах, и были возможны повторные запуски. Теплообменник обеспечивал потребный подогрев водорода. Средний тепловой поток по теплообменнику составлял около 70% величины, рассчитанный по формуле Бартца, и был несколько выше, чем в стенку цилиндрической части КС. Модельные испытания подтвердили принципиальную возможность создания натурного двигателя, летные испытания которого намечались на 1992 г.



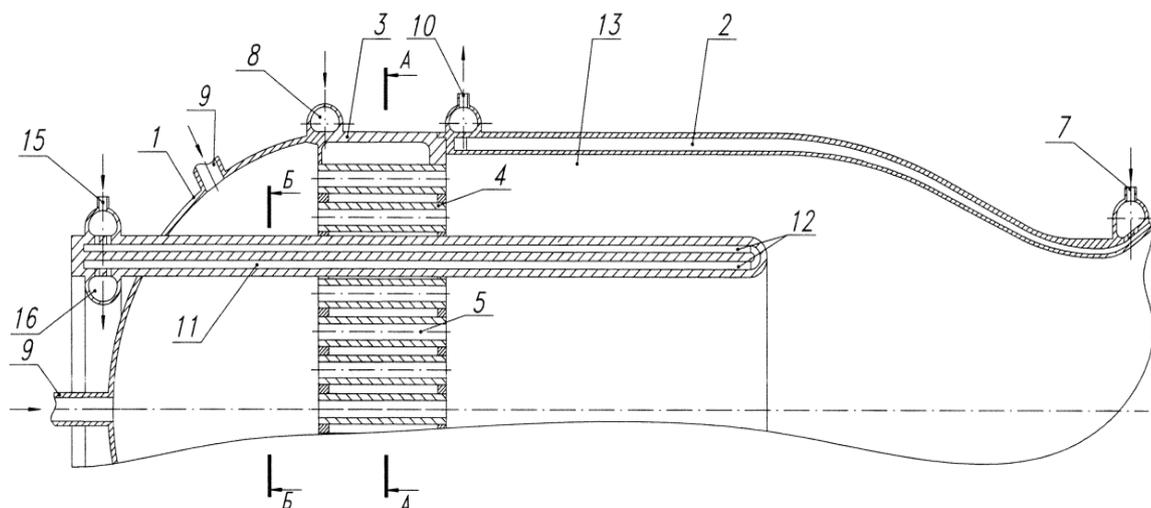
1 – трубка Фильда; 2 – СГ.

Рисунок 1.3. – Камера сгорания ЖРД НИРЕХ (размеры в мм)

При анализе патентов по новым конструктивным внедрением в камеру ЖРД найдено много интересных отечественных работ. Ниже будет проведён обзор наиболее интересных конструктивных решений.

В [88] приведена камера ЖРД, работающая по безгенераторной схеме. Камера ЖРД включает в себя (рисунок 1.4):

- наружное днище 1, корпус камеры 2 и СГ 3, состоящую из периферийной части 4 и центральной части 5, магистрали подвода 7,8,9 и магистрали отвода 10;
- кольцевое центральное тело 11 с двухсторонним расположением каналов охлаждения 12 в полости головки 3 и полости камеры сгорания 13, состоящие из двух частей;
- магистраль подвода охладителя 15 в кольцевое центральное тело и магистраль 16 отвода охладителя из центрального тела.

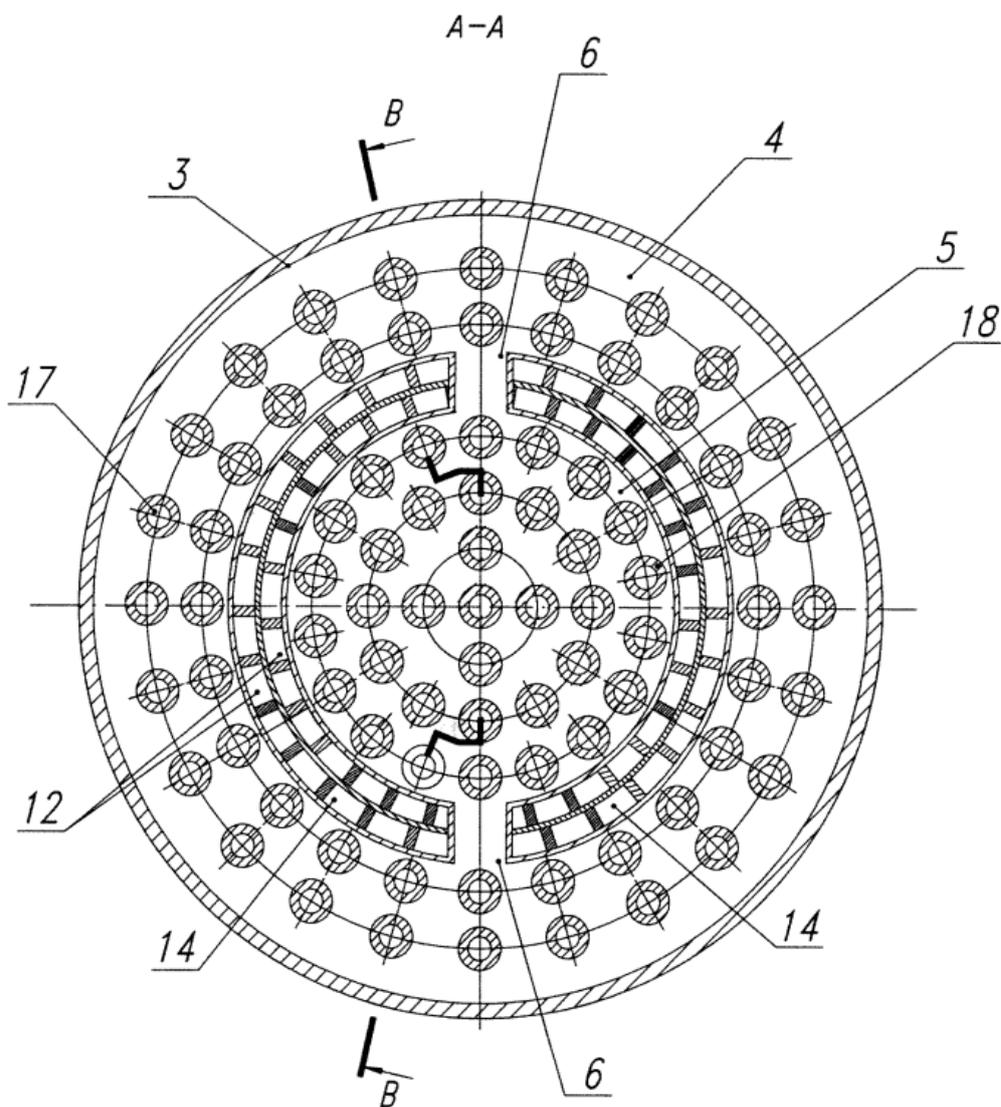


1 – наружное днище; 2 – корпус камеры; 3 – СГ; 4- периферийная часть СГ; 5 – центральная часть СГ; 7,8,9 – магистрали подвода; 10 – магистраль отвода; 11 – кольцевое центральное тело; 12 – каналы охлаждения; 13 – полость камеры сгорания; 15 - магистраль подвода охладителя; 16 – магистраль отвода охладителя.

Рисунок 1.4. – Камера ЖРД, работающая по безгенераторной схеме

На рисунке 1.5 показан поперечный разрез камеры в районе смесительной головки, где:

- СГ 3, состоящая из периферийной части 4 с форсунками 17 и центральной части 5 с форсунками 18 соединенные пилонами 6;
- части кольцевого центрального тела 14 с двухсторонним расположением каналов охлаждения 12.



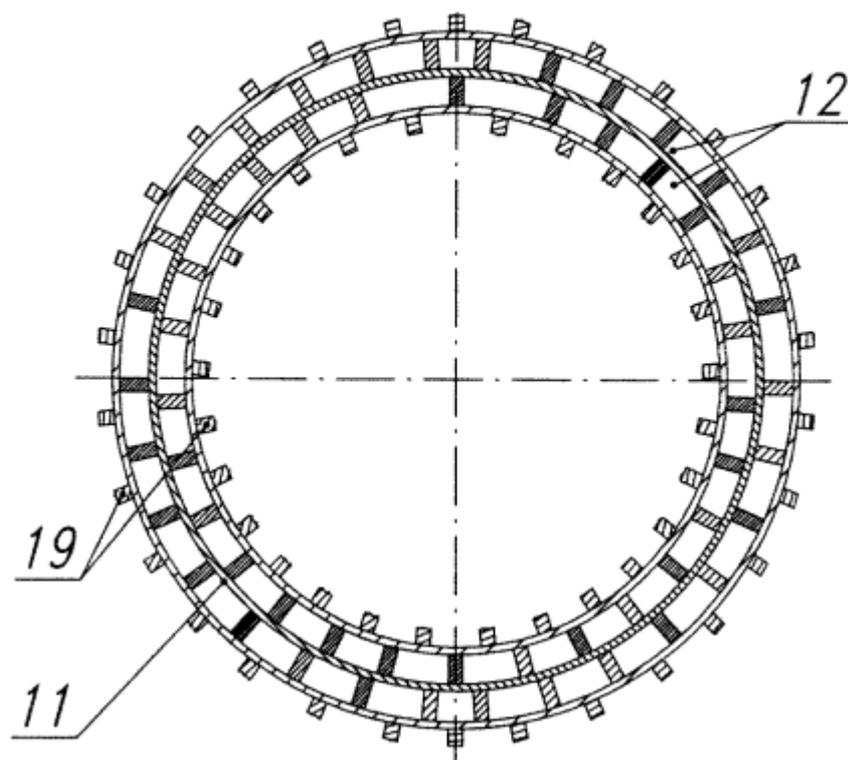
3 – СГ, 4 – периферийная часть СГ; 5 – центральная часть СГ; 6 – пилоны; 12 – каналы охлаждения; 14 – кольцевое центральное тело; 17,18 – форсунки.

Рисунок 1.5. – Поперечный разрез смесительной головки

На рисунке 1.6 показан поперечный разрез кольцевого центрального тела, расположенного в полости наружного днища 1, где 11 - кольцевое цен-

тральное тело с двухсторонним расположением каналов охлаждения 12 и интенсификаторами 19.

Б-Б



11 – кольцевое центральное тело; 12 – каналы охлаждения; 19 – интенсификаторы.

Рисунок 1.6. – Поперечный разрез кольцевого центрального тела

Камера ЖРД работает следующими образом.

По соответствующим командам подается горючее из подводных магистралей 7 и 15 на поступление в тракты охлаждения корпуса камеры 2 и кольцевого центрального тела 11. В соответствии с циклограммой работы двигателя из подводящей магистрали 8 горючее поступает в периферийную часть 4 головки с форсунками 17 по пилонам 6 в центральную часть головки 5 с форсунками 18, а из подводящей магистрали 9 окислитель поступает в полости наружного днища и затем в периферийную и центральную части 4 и 5 смесительной головки 3. По команде в камере осуществляется поджиг и сгорание компонентов топлива и в камере происходит процесс горения компонентов топлива.

В результате сгорания компонентов топлива увеличенная масса горючего, находящегося в тракте охлаждения камеры 2 и трактах охлаждения 12 кольцевого центрального тела 11, нагревается до расчетного значения и поступает в выходные магистрали 10 и 16. В дальнейшем эта увеличенная масса горючего с повышенным теплосодержанием поступает на лопатки турбины. Использование теплообменника с каналами охлаждения, выполненные с двухсторонним расположением, а на наружной и (или) внутренней поверхности теплообменника использование интенсификаторов теплообмена, например, в виде ребер или канавок, снижает гидравлическое сопротивление каналов охлаждения теплообменника, примерно, в четыре раза при сохранении площади теплообмена, повышает эффективность теплообмена, что дополнительно увеличивает мощность турбины жидкостного ракетного двигателя, работающего по безгазогенераторной схеме, и соответственно давление в камере, что повышает удельный импульс тяги ракетного двигателя.

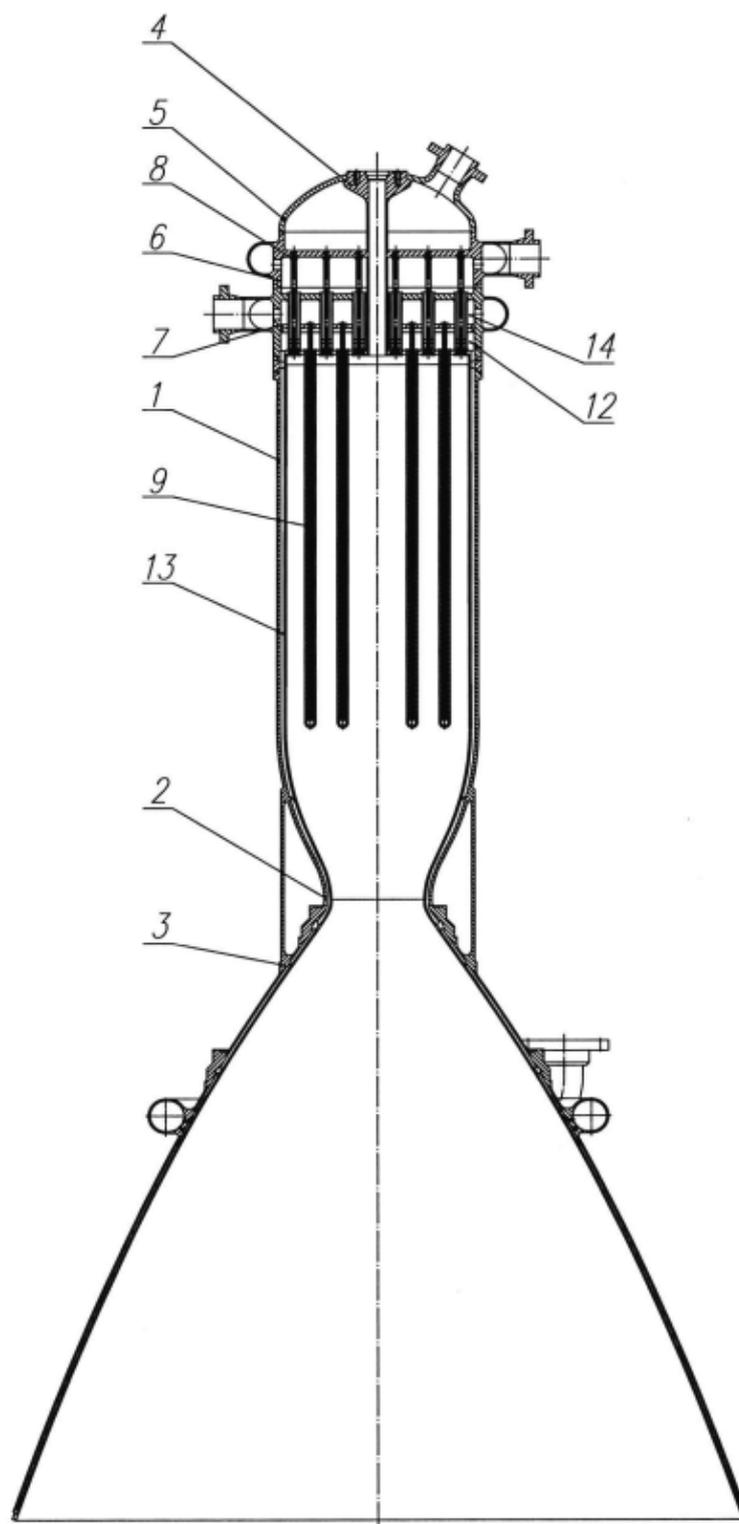
Использование теплообменника, состоящего хотя бы в одной полости сечения из не менее чем двух сегментов, а на наружной и (или) внутренней поверхности теплообменника интенсификаторов теплообмена, например, в виде ребер или канавок позволяет повысить эффективность теплообмена, что повышает мощность на турбине и организовать переток компонентов топлива в полостях смесительной головки из периферийной в центральную часть без необходимости организации дополнительных коллекторов для подвода топлива в центральных частях смесительной головки, что снижает массу конструкции.

Использование теплообменника, закрепленного на наружном днище и пилонах корпуса головки, у которого коллектор входа и (или) выхода расположены вне полости камеры, а на наружной и (или) внутренней поверхности теплообменника выполнены интенсификаторы теплообмена, например, в виде ребер или канавок упрощает конструкцию коллекторов подвода и отвода охладителя, делает возможным организацию параллельного распределения охладителя между трактом охлаждения камеры и теплообменника, что сни-

жает общее гидравлическое сопротивление, повышает эффективность теплообмена, что дополнительно увеличивает мощность турбины жидкостного ракетного двигателя, работающего по безгазогенераторной схеме, и, соответственно, давление в камере, что повышает удельный импульс тяги жидкостного ракетного двигателя. Предложенные технические решения позволяют обеспечить значительное увеличение тяги до 30÷35 тс ракетного двигателя, работающего по безгазогенераторной схеме.

Интересен так же патент [89] с теплообменным аппаратом, установленным в КС.

Сущность изобретения иллюстрируется чертежами, где на рисунке 1.7 показан общий вид камеры ЖРД в продольном разрезе, на рисунке 1.8 - продольный разрез смесительной головки камеры ЖРД, на рисунке 1.9 - поперечный разрез камеры ЖРД в варианте исполнения.



1 – КС; 2 – критическое сечение; 3 – сопло; 4 – СГ; 5 – блок подачи окислителя; 6 – блок подачи горючего; 7 – блок огневого днища; 8 – соосно-струйные форсунки; 9 – трубка Фильда; 12 – полость; 13 – ТО; 14 – полость

Рисунок 1.7. – Общий вид камеры ЖРД в продольном разрезе

Предложенная камера ЖРД содержит регенеративно охлаждаемую камеру сгорания 1 с критическим сечением 2 и соплом 3, смесительную головку 4, включающую в себя блок подачи окислителя 5, блок подачи горючего 6, блок огневого днища 7, при этом в указанных блоках по концентрическим окружностям установлены соосно-струйные форсунки 8, причем во внутренней полости камеры сгорания 1 расположены теплообменные элементы, выполненные в виде трубок Фильда 9. Трубка Фильда 9 включает в себя наружную трубку 10 и внутреннюю трубку 11 (рисунок 1.8). Вход наружной трубки 10 соединен с полостью 12 блока огневого днища 7, которая сообщается с трактом охлаждения 13 камеры сгорания 1, а выход внутренней трубки 11 соединен с полостью 14 блока огневого днища 7.

В варианте исполнения на внешней поверхности трубок Фильда 9 выполнены ребра 15 (рисунок 1.9).

Предложенная камера ЖРД работает следующим образом.

Горючее из насоса турбонасосного агрегата ЖРД поступает в тракт охлаждения 13 камеры сгорания 1 и далее в полость 12 блока огневого днища 7. В полости 12 горючее равномерно распределяется между трубками Фильда 9. По кольцевому зазору между внутренней поверхностью наружной трубки 10 и наружной поверхностью внутренней трубки 11 горючее поступает к глухому концу наружной трубки 10, где оно разворачивается и направляется по внутренней трубке 11 в полость 14 блока огневого днища 7. Из полости 14 горючее поступает в турбины турбонасосных агрегатов ЖРД и далее в блок подачи горючего 6 смесительной головки 4, где оно равномерно распределяется по соосно-струйным форсункам 8.

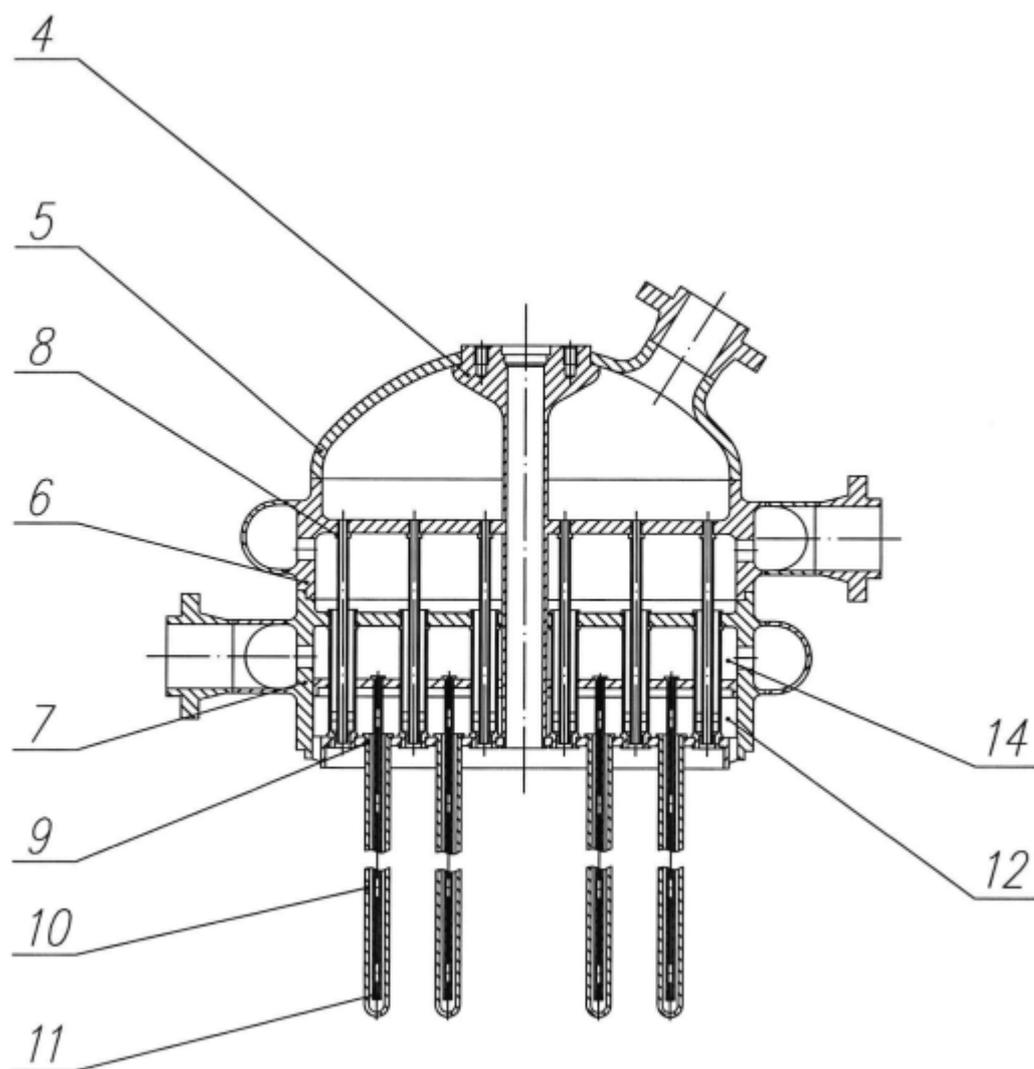
Окислитель подается из насоса турбонасосного агрегата в блок подачи окислителя 5 смесительной головки 4, где он равномерно распределяется по соосно-струйным форсункам 8.

Из соосно-струйных форсунок 8 компоненты топлива поступают в камеру сгорания 1, где они воспламеняются и сгорают. Продукты сгорания компонентов топлива, контактируя с внутренней поверхностью камеры сгорания

1 и наружной поверхностью трубок Фильда 9, отдают тепло горючему, которое приводит в действие турбины и связанные с ними насосы турбонасосных агрегатов ЖРД.

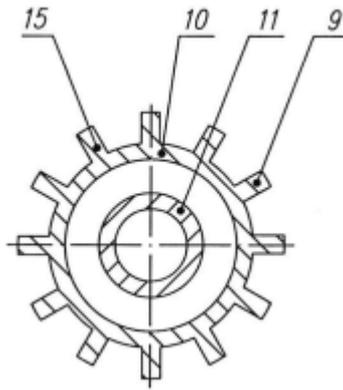
В варианте исполнения на внешней поверхности трубок Фильда 9 выполнены ребра 15, что позволяет интенсифицировать процесс теплопередачи.

Использование предлагаемого изобретения позволит повысить давление в камере ЖРД за счет улучшения условий теплообмена между продуктами сгорания и компонентом топлива, используемого для привода турбин турбонасосных агрегатов.



4 – СГ; 5 – блок подачи окислителя; 6 – блок подачи горючего; 7 – блок огневого днища; 8 – соосно-струйные форсунки; 9 – трубка Фильда; 10 – наружная трубка; 11 – внутренняя трубка; 12 – полость; 14 – полость.

Рисунок 1.8. – Продольный разрез смесительной головки камеры ЖРД



9 – трубка Фильда; 10 – наружная трубка; 11 – внутренняя трубка; 15 – рёбра

Рисунок 1.9. – Поперечный разрез камеры ЖРД

1.3. Анализ эффективных методов интенсификации теплообмена

В современных условиях и в перспективе один из важных путей повышения экономичности энергетических установок — совершенствование теплообменного оборудования с помощью внедрения эффективных способов интенсификации теплообмена. Посредством интенсификации теплообмена увеличивается количество тепла, передаваемого через единицу поверхности теплообмена, и, соответственно, уменьшаются массогабаритные показатели теплообменника; достигается более выгодное соотношение между передаваемым количеством тепла и мощностью, затрачиваемой на прокачивание теплоносителей. Высокое техническое качество интенсифицированного теплообменного оборудования улучшает общие характеристики энерготехнологических установок.

При разработке теплообменного оборудования используется довольно широкий перечень способов интенсификации, некоторые из них являются для теплоэнергетики достаточно традиционными: использование турбулентного режима течения теплоносителей, шероховатых поверхностей теплообмена, криволинейных каналов; уменьшение диаметра каналов; тесные пучки труб; повышение скорости течения сред; оребрение поверхности теплообмена; применение турбулизаторов потоков теплоносителей, псевдосжиженного слоя; устройство поперечных перегородок в трубном пучке. Активное исследование и внедрение в промышленность различных методов интенсификации

теплообмена обусловлены достижением больших практических результатов за счет уменьшения массы теплообменной аппаратуры или значительного повышения ее эффективности.

При исследовании источников [68, 69, 70, 71, 72, 73, 74] можно перечислить и классифицировать основные методы интенсификации теплообмена и рабочего процесса в теплообменниках и энергетических установках:

- интенсификация конвективного теплообмена в однофазной среде вибрацией поверхности;
- интенсификация вибрацией жидкости;
- вдув или отсос газа;
- воздействие на поток турбулизирующими вставками;
- механическое воздействие на поток путем перемешивания жидкости или вращения поверхности теплообмена;
- увеличение площади поверхности теплообмена путем ее оребрения (развитые поверхности);
- воздействие на теплоотдачу путем добавок в жидкость твердых частиц или газовых пузырьков;
- комбинированные способы интенсификации теплообмена;
- интенсификация теплоотдачи кипением при вынужденном движении;
- конденсация пара в каналах в условиях вынужденного движения.

Разработаны и исследуются самые различные методы интенсификации теплообмена. Принципиально их классифицируют на две категории [84]:

1) активные методы интенсификации: механическое воздействие на поверхность теплообмена (вращение или вибрация поверхности, перемешивание жидкости и т. п.); воздействие на поток электрическим, магнитным или акустическим полем, пульсациями давления; вдув или отсос рабочей среды через пористую поверхность и др;

2) пассивные методы, в основе которых — воздействие на поток формой поверхности теплообмена: применение вставных интенсификаторов (винто-

вых, локальных или пластинчатых завихрителей потока), различное оребрение поверхности теплообмена и др.

Рассматриваемые методы интенсификации конвективного теплообмена относятся ко второй категории, и их, в свою очередь, можно разделить на следующие основные группы:

- 1) придание потоку жидкости вращательно-поступательного движения;
- 2) разрушение пристенных слоев жидкости.

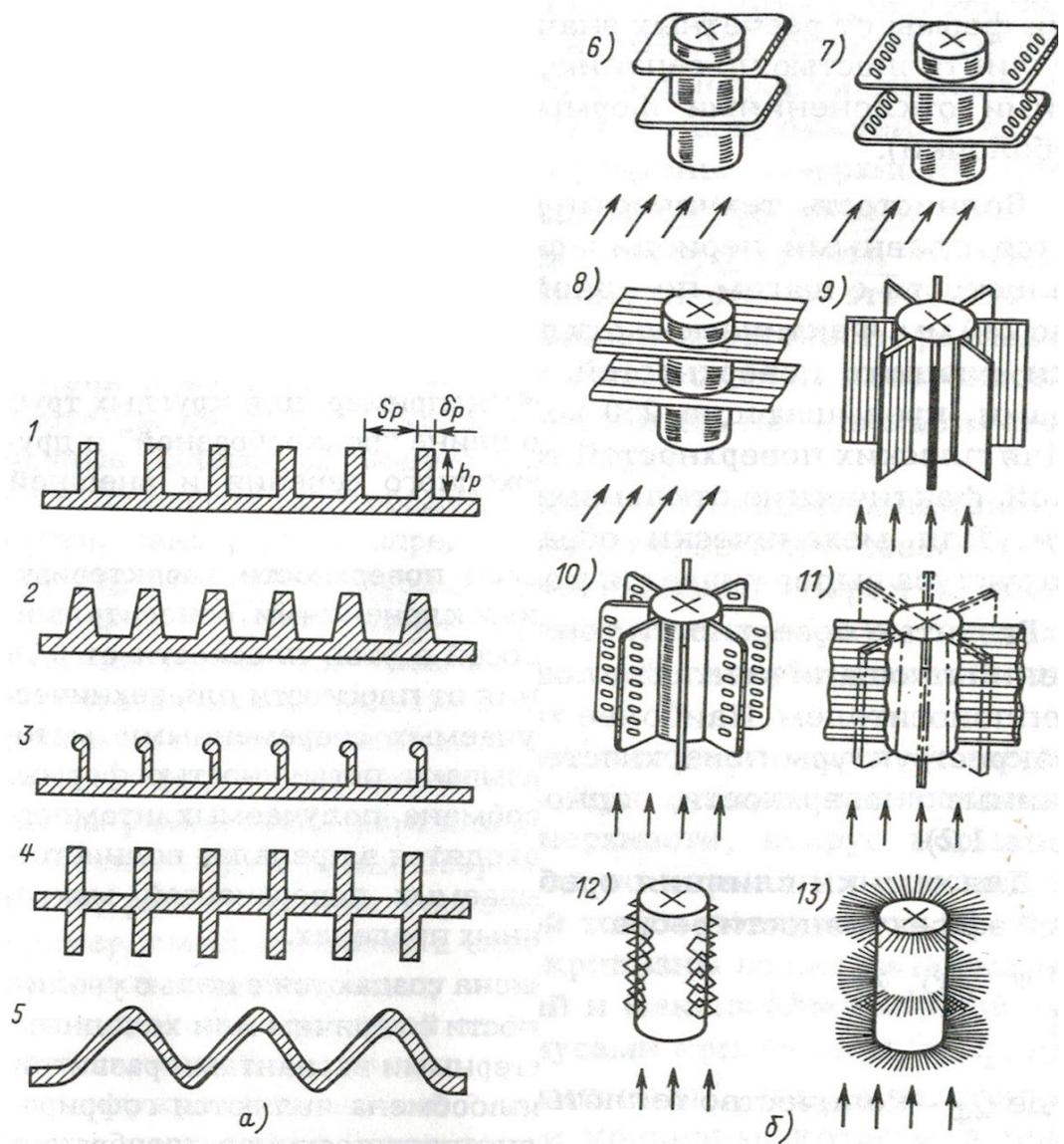
Первый способ заключается в создании закрученного движения потока с помощью ленточных, шнековых или пластинчатых завихрителей. Такие завихрители воздействуют на весь поток.

Второй способ состоит в воздействии на пристенную область течения за счет искусственной шероховатости в виде различного типа накаток на внутренней стенке труб, проволочных спиралей и т. п.

Поверхности теплообмена делятся принципиально на макроструктурные и микроструктурные [70].

1.3.1. Развитые поверхности теплообмена.

Макроструктура поверхности теплообмена в общем виде характеризуется наличием на поверхности изменений геометрии путем проведения технологических операций (гофрирование, выдавки, оребрение, ошиповки и т.д.). При их отсутствии принято называть поверхности технически гладкими. Развитые поверхности приведены на рисунке 1.10.



а) – плоских стенок: 1,2,3 – одностороннее оребрение; 4-двухстороннее оребрение; 5 – гофрирование.

б) – наружных поверхностей труб, каналов и теплоотводящих стержней: 6,7,8 – поперечные рёбра; 7 – перфорированные; 8 – гофрированные; 9,10,11 – продольные рёбра; 12 – спиралевидные с проволочным турбулизатором; 13 – веерообразные с проволочным турбулизатором.

Рисунок 1.10. – Варианты развитых плоских макроструктур поверхностей теплообмена

В ЖРД активно применяют развитые поверхности различных конфигураций, образующих каналы ТО, причем чем больше КПД поверхности, тем больше интенсификация теплообмена со стороны охлаждающего теплоносителя.

1.3.2. Микроструктурные поверхности

Микроструктурные поверхности теплообмена характеризуют микрогеометрию технической поверхности. Микрогеометрия твердых технических поверхностей характеризуется профильной шероховатостью и ее стереометрическим изображением. Профильная шероховатость представляется в виде геометрического изображения структуры разреза перпендикулярной плоскости поверхности. Реальная профильная шероховатость (рисунок 1.11) определяется механическими, оптическими, ультразвуковыми, рентгеновскими, электрографическими и магнитометрическими методами.

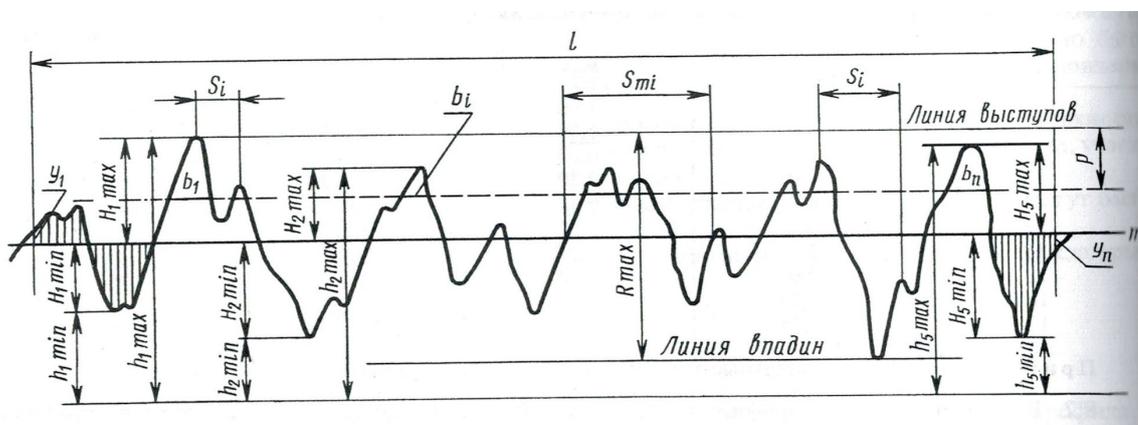


Рисунок 1.11. – Основные характеристики профильной микрошероховатости твердого тела

Максимальное расстояние между линиями выступов и впадин – R_{max} ; среднее арифметическое значение шага неровностей профиля – S в пределах базовой длины L - S_{mi} ; относительная длина профиля - t_p .

Параметрами профильной шероховатости в координатах x, y являются: среднее арифметическое отклонение профиля

$$R_a \equiv \frac{1}{L} \int_0^{\delta} |y(x)| dx \quad (1.1)$$

или приближенно

$$R_a \equiv \frac{1}{n} \sum_n |y_i| \quad (1.2)$$

высота неровностей профиля по 10 точкам

$$R_z \equiv \frac{1}{5} \left(\sum_1^5 [H_{i.\max}] + \sum_1^5 [H_{i.\min}] \right) \quad (1.3)$$

Для каждого вида обработки поверхности (класса) предельное значение параметров R_a , R_z , R_{\max} , S_m , и t_r определяют по ГОСТ 2789-73, где H – абсолютное отклонение профиля от средней линии по оси y ; L – длина базовой линии (базовая длина).

Основное термическое сопротивление теплообмену лежит в пограничном слое у стенки. Поэтому, главное воздействие для увеличения интенсивности теплообмена должно быть направлено на турбулизацию именно пограничного слоя. Это может достигаться:

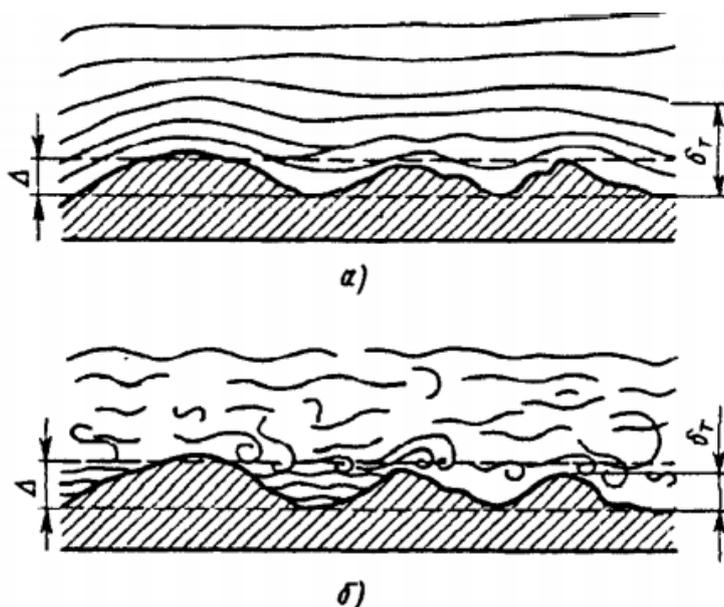
1) путем создания искусственной шероховатости поверхности. При этом высота выступов шероховатости Δ должна быть больше толщины пограничного слоя;

2) разрушением вязкого подслоя с помощью лунок, каверн, выступов для создания многомерных вихревых течений;

3) повышением неустойчивости пограничного слоя.

С возрастанием числа Рейнольдса Re толщина вязкого подслоя уменьшается, и при достижении определённого значения Re она может быть меньше высоты выступов ($\delta < \Delta$) (Рисунок 1.12). При этом выступы усиливают вихреобразование, а, следовательно, и увеличивают гидравлические потери, что выражается увеличением ξ с ростом числа Re .

Таким образом, трубы можно считать гидравлически гладкими, пока высота шероховатых выступов меньше толщины вязкого подслоя.



$$a - \delta_r > \Delta, \quad б - \delta_r < \Delta,$$

Рисунок 1.12. – Схема обтекания при различных режимов течения

В [69, 70, 83] приведены сведения о искусственной шероховатости. Различают естественную, обусловленную технологией производства или эксплуатации поверхности, и искусственную шероховатость, т.е. специально нанесённую на поверхность трубы или энергетической установки поперечные выступы или впадины. Искусственная шероховатость создается в целях интенсификации теплообмена или рабочего процесса, при этом увеличивается и гидравлическое сопротивление.

Впервые течение в трубах с песочной шероховатостью исследовал И. Никурадзе, полученное им уравнение для коэффициента сопротивления труб с песочной шероховатостью [73]:

$$\xi = \frac{1}{(2 \lg \left(\frac{r_0}{k_s} \right) + 1.74)} \quad (1.4)$$

где r_0 – радиус трубы, м;

k_s – высота выступов шероховатости, м.

В России огромных успехов в исследование искусственной шероховатость и внедрения её в промышленность добился Дрейцер Г.А с коллегами [70]. Так же обширные сведения о шероховатости и отрывных течениях со-

держатся в публикациях Гортышева Ю.Ф, Светлова Ю.В., Митрофановы О. В. и других авторов [68, 69, 71, 72, 84, 85]. При рациональном выполнении искусственной шероховатости можно добиться увеличения коэффициента теплоотдачи в два – три раза. Имеется обширный экспериментальный материал по теплообмену в шероховатых трубах. В ряде литературных источников предпринято его обобщение на основе эмпирических или полуэмпирических зависимостей. Обзор этих публикаций имеется в монографиях Дрейцера Г.А [70] и Мигая В.К [86].

В пристеночном слое толщиной $y^+ = 60 - 160$ срабатывается 60...70% располагаемого температурного напора [70, 83].

Чем больше число Прандтля, тем на более узкий пограничный слой целесообразно воздействовать. Следовательно, наибольшего эффекта в интенсификации теплоотдачи можно добиться, если турбулизовать именно пристеночный слой, а не весь поток. Турбулизация ядра потока незначительно увеличит теплоотдачу, но приведет к большому росту гидравлических потерь.

Эффективным методом интенсификации теплоотдачи является создание в пристенной области отрывных зон. Наилучшие результаты получаются при дискретной турбулизации потока на дне канала, причем источники турбулентных вихрей – плавные очерченные выступы или канавки с высотой $y^+ = 60 - 160$. При чем они не должны быть расположены слишком часто ($t/h < 5...10$, где t – шаг, h – высота турбулизатора), так как при этом турбулентные пульсации, возникающие за турбулизатором, не успевают заметно затухнуть на пути к следующему турбулизатору и будут диффундировать в ядро, увеличивая интенсивность пульсаций. Подобное явление имеет место в шероховатых трубах и ведет к значительному росту гидравлических потерь при незначительном увеличении теплоотдачи.

При слишком большом ($t/h > 50...100$) расстоянии между турбулизаторами дополнительная турбулентность успевает заметно затухнуть на некото-

ром расстоянии от турбулизатора и будет мало отличаться по структуре потока от гладкого канала.

Максимальные значения увеличения теплоотдачи $Nu/Nu_{гл}$ и гидравлического сопротивления $\xi / \xi_{гл}$ достигаются при $t/h = 10 \dots 13$, причём максимум $Nu/Nu_{гл}$ не зависит от формы турбулизатора, а максимум $\xi / \xi_{гл}$ сильно от неё зависит. Он минимален при плавной форме турбулизаторов.

Для интенсификации теплообмена в оребренных каналах следует использовать искусственную шероховатость с элементами прямоугольного и полукруглого профиля, расположенными на одинаковом расстоянии друг от друга с шагом $S = (10 \dots 13)h$. На рис. 1.13 изображена структура течения вдоль шероховатой стенки с прямоугольными элементами.

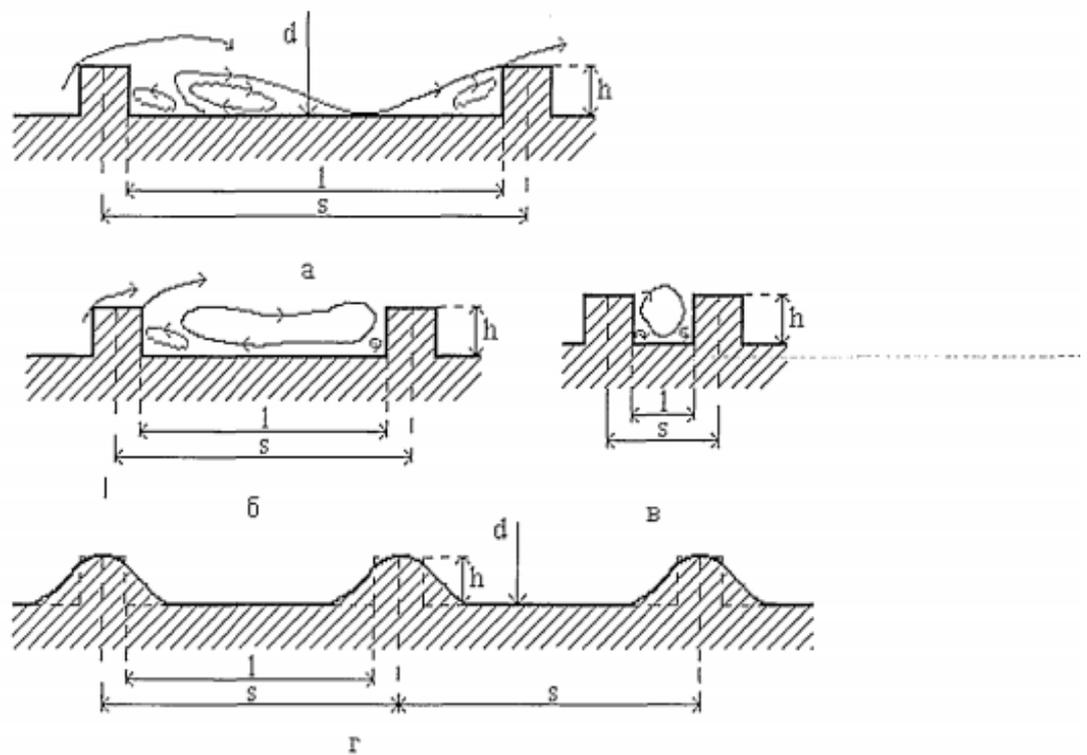


Рисунок 1.13. – Искусственная шероховатость с прямоугольными (а, б, в) и плавно очерченными выступами (г) :

$$а — l = 8h; б — l = 4h; в — l = h.$$

В результате отрыва потока за выступом возникает вихревая зона, протяженность которой до точки присоединения составляет $(6 \dots 8)h$. За этой зо-

ной формируется поле скорости, приближающееся к полю в гладкой трубе. Перед следующим выступом также возникает небольшая вихревая зона протяженностью $(1...2)h$. Если расстояние между выступами невелико ($S \leq 6h$), то вихревые зоны заполняют всю ширину впадины. Большинство работ [70, 83] указывают на то, что форма турбулизатора не влияет на теплообмен, но оказывает существенное влияние на гидравлическое сопротивление.

1.4. Постановка задачи.

На основании проделанного анализа литературных данных, известных конструкций были выявлены недостатки в разработке исследуемого объекта, что позволило сформулировать постановку задачи в целях получения высоких значений УИТ – разработать новую эффективную систему позволяющую производить надежное охлаждение высокотеплонапряженных элементов конструкции КС водородных безгазогенераторных ЖРД.

2. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ОХЛАЖДЕНИЯ КАМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

Статистические данные применения серийных ЖРД показывают, что порядка 30 % отказов двигателей связаны с камерой сгорания, причем большая часть проблем обусловлена недостаточной эффективностью охлаждения корпуса камеры ЖРД. Охлаждение должно быть организовано таким образом, чтобы в условиях высокотемпературных и высокоэнтальпийных тепловых нагрузках обеспечивалась допустимая температура конструкции корпуса при приемлемых гидравлических потерях в ТО. Основным инструментом для окончательного этапа проектирования и детальной увязки (перевязки) энергетических параметров является тепловой расчёт охлаждения ЖРД. Результаты тепловых расчётов используется для определения работоспособности и экономичности ЖРД при заданных параметрах его работы.

Создание эффективного охлаждения корпуса камеры ЖРД является оптимизационной многопараметрической задачей. При решении оптимизационной задачи по определению предварительного облика корпуса камеры ЖРД решается сопряжённая тепловая задача с детальным многопараметрическим анализом множества вариантов параметров обрешетки ТО, схем и видов охлаждения (в случае, если охладитель при заложенных мощностях на прокачку, допустимых параметрах и потерях не забирает достаточный теплосъём с корпуса, т.е. хладагент с небольшой охлаждающей способностью) при заданных проектных ограничениях, которые накладываются схемой двигателя, давлением в камере, заложенными сопротивлениями и величиной давления на входе в двигатель. Окончательным ответом на вопрос о достаточности охлаждения корпуса камеры и выходом из оптимизационного цикла является не только соблюдение всех заложенных проектировочных ограничений, но и также поверочный прочностной расчёт оболочек с определением коэффициентов запаса.

Методика расчёта охлаждения разработана на базе методов расчёта пограничного слоя Иевлева В.М. [1, 2, 3, 5 - 14] и переработана в алгоритмизированную программу в среде VisualBasic с графическим интерфейсом Excel.

Программа представляет собой многопараметрический оптимизационный инструментарий в квазистатическом приближении.

Оценка правильности и адекватности методики проводилась по отраслевым расчётам охлаждения двигателей и приближённым конструкторским решениям [17].

Последовательность действий, следующая.

1. Определяется первоочередной набор исходных данных для проектирования охлаждения камеры, п.п. 1 - 4:

2. геометрические параметры ГДП камеры двигателя;

3. назначаются допустимые параметры для проектирования охлаждения камеры двигателя, допустимые параметры в ТО двигателя;

4. задаются или определяются итерационно исходные данные для проектирования охлаждения камеры:

а) итерационно определяется тип, схема охлаждения и количество теплообменных аппаратов в камере двигателя (определяются с учётом ТС корпуса двигателя);

б) общие параметры на входе для охлаждения корпуса двигателя.

5. задаются исходные данные в газодинамическом тракте двигателя:

а) полные параметры смесеобразования через корпус камеры двигателя (расходы массовые O и Γ в ядре потока, в зоне обратных токов, в пристенных слоях – ПРС или ПГРС вблизи стенки);

б) газодинамические и термодинамические параметры на входе в двигатель;

в) параметры для расчёта конвективной составляющей теплового потока;

г) параметры для расчёта лучистой составляющей теплового потока.

6. разбиение геометрии ГДП камеры на количество сечений;

7. определение КИО и соотношения КТ на выходе из СГ в зонах:

а) ядра потока;

- б) обратных токов;
- в) ПРС и ПГРС.

8. расчёт распределения газодинамических и термодинамических параметров в ядре потока по всей длине ГДП камеры двигателя [5, 6].

9. определение суммарных тепловых потоков в стенку КС:

а) расчёт распределения плотности лучистого потока (расчёт в первом приближении при одной фиксированной температуре стенки со стороны газа) [1, 6, 7, 8, 10];

б) расчёт распределения конвективного теплового потока (расчёт в первом приближении)[1, 6, 5, 9, 10].

10. расчёт регенеративного охлаждения корпуса двигателя:

а) определение геометрии коллектора, расчёт основных параметров жидкости на входе в коллектор [4, 3];

б) определение диаметра отверстий в коллекторе, расчёт основных параметров жидкости на выходе из коллектора [4, 3];

в) итерационный поиск оптимальной геометрии тракта охлаждения для охлаждающей жидкости, подбор параметров оребрения с учётом минимального количество секций оребрения (оптимального места стыков рёбер) и потерь давления и максимального теплосъёма стенок охлаждающего тракта;

г) вычисление основных параметров хладагента в тракте охлаждения камеры двигателя на всех режимах;

д) расчёты температуры огневой стенки с учётом пересчёта и переопределение тепловых потоков с использованием итерационного разностного метода расчёта до заданной расчётной сходимости (т.е. результатом выхода из итерации в текущем сечении служит уточнение значений тепловых потоков последовательно между итерациями до заданной точности) [2, 5, 9];

е) определение теплового состояния стенок корпуса камеры.

11. Проверяются соответствие допустимых параметров и условия эффективности данного вида охлаждения корпуса камеры двигателя, в случае

если есть превышение по любому из допустимых параметров проводится интенсификация параметров теплообмена и последовательно повторяются расчёты по пунктам [3, 4, 7, 7, 8, 9].

Определение основных параметров при расчёте охлаждения двигателя приведено так же на укрупнённой блок-схеме расчёта охлаждения двигателя представленной на рисунке 2.1.



Рисунок 2.1. – Укрупнённая блок-схема расчёта охлаждения двигателя

2.2. Методика расчёта ГДП и энергетических параметров ЖРД

В данной подглаве приводятся основные расчёты энергетических и геометрических параметров ЖРД.

Термодинамические параметры в камере определяются с помощью базы данных математической модели. База данных создавалась согласно расчётам в программе ASTRA-M.

Геометрия ГДП профиля представлена на рисунке 2.2.

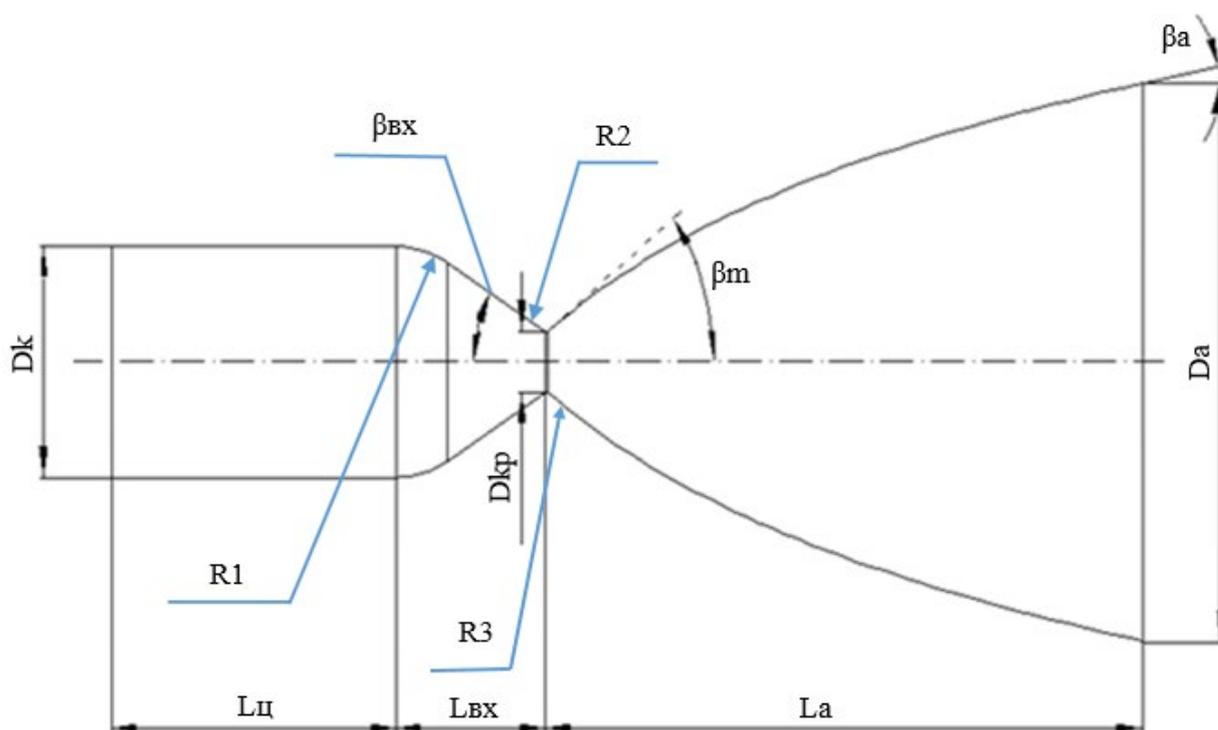


Рисунок 2.2. – Геометрия ГДП ЖРД

Геометрическая степень расширения сопла определяется по формуле (2.1):

$$F_{a.отн} = \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \times \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\left(\frac{P_a}{P_k}\right) \times \sqrt{1 - \left(\frac{P_a}{P_k}\right)^{\frac{k-1}{k}}}} \quad (2.1)$$

где P_a – давление на срезе сопла, Па; P_k – давление в камере, Па; k – показатель адиабаты в камере сгорания.

Коэффициент тяги в пустоте определяется по формуле (2.2):

$$K_{т.п} = 2 \frac{k}{\sqrt{k^2 - 1}} \times \left(\frac{2}{k + 1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_a}{P_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \times \left(1 + \frac{k-1}{2k} \frac{\left(\frac{P_a}{P_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_a}{P_k} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right). \quad (2.2)$$

Скорость истечения на срезе сопла определяется по формуле (2.3):

$$W_a = \varphi_{\text{сумм}} \times \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R_k T_k \times \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)}, \quad (2.3)$$

где T_k – температура продуктов сгорания в КС, К; R_k – газовая постоянная в КС, Дж/(кг·К); $\varphi_{\text{сумм}} = \varphi_k \times \varphi_c$ – коэффициент удельного импульса.

Идеальная площадь критического сечения определяется по формуле (2.4):

$$F_{\text{кр.ид}} = \frac{P}{K_{т.п} \times P_k}. \quad (2.4)$$

Идеальная площадь среза сопла определяется по формуле (2.5):

$$F_{a.ид} = F_{a.отн} \times F_{\text{кр.ид}}. \quad (2.5)$$

Действительная площадь критического сечения определяется по формуле (2.6):

$$F_{\text{кр.д}} = \frac{F_{\text{кр.ид}}}{\varphi_c}. \quad (2.6)$$

Идеальный суммарный массовый расход определяется по формуле (2.7):

$$m_{\text{сумм.ид}} = \frac{P - (P_a - P_n) \times F_{a.ид}}{W_{a.ид}}, \quad (2.7)$$

где P_n – наружное давление, Па.

Теоретический удельный импульс определяется по формуле (2.8):

$$I_{y.теор} = W_{a.ид} + (P_a - P_n) \times \frac{F_{a.ид}}{m_{\text{сумм.ид}}}. \quad (2.8)$$

Действительный удельный импульс определяется по формуле (2.9):

$$I_{у.д} = I_{у.теор} \times \varphi_{сумм}. \quad (2.9)$$

Действительный суммарный массовый расход определяется по формуле (2.10):

$$m_{сумм.д} = \frac{P}{I_{у.д}}. \quad (2.10)$$

Действительная площадь среза сопла определяется по формуле (2.11):

$$F_{а.д} = \frac{F_{а.ид}}{\varphi_c^2}. \quad (2.11)$$

Диаметр камеры определяется по формуле (2.12):

$$D_k = D_{кр} \times \sqrt{F_{к.отн}}. \quad (2.12)$$

Входная часть КС профилируется с двумя сопряжёнными радиусами и коническим участком между ними.

Длина первой сопряжённого радиуса во входной части камеры определяется по формуле (2.13):

$$L_1 = R_1 \times \sin\beta_{вх}. \quad (2.13)$$

Длина конического участка во входной части камеры определяется по формуле (2.14):

$$L_{кон} = \frac{y_1 - y_2}{tg\beta_{вх}}. \quad (2.14)$$

Радиус первого сопряжённого радиуса во входной части камеры определяется по формуле (2.15):

$$y_1 = R_1 \times (\cos\beta_{вх} - 1) + R_k. \quad (2.15)$$

Радиус второго сопряжённого радиуса во входной части камеры определяется по формуле (2.16):

$$y_2 = R_{кр} + R_2 \times (1 - \cos\beta_{вх}). \quad (2.16)$$

Длина второго сопряжённого радиуса во входной части камеры определяется по формуле (2.17):

$$L_2 = R_2 \times \sin\beta_{\text{BX}}. \quad (2.17)$$

Длина входной части камеры определяется по формуле (2.18):

$$L_{\text{BX}} = L_1 + L_{\text{КОН}} + L_2. \quad (2.18)$$

Объём первой сопряжённой части во входной части камеры определяется по формуле (2.19):

$$V_1 = \pi R_1 \left(\sin\beta_{\text{BX}} \times \left(1 + \left(1 - \frac{R_{\text{К}}}{R_1} \right)^2 - \frac{1}{3} \times \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{1}{2} \beta_{\text{BX}}} \right) - \left(1 - \frac{R_{\text{К}}}{R_1} \right) \right) \times (\arcsin(\sin\beta_{\text{BX}}) + \sin\beta_{\text{BX}} \times \cos\beta_{\text{BX}}). \quad (2.19)$$

Объём конического участка во входной части камеры определяется по формуле (2.20):

$$V_{\text{КОН}} = \frac{\pi}{3} \times L_{\text{КОН}} \times (y_1^2 + y_1 \times y_2 + y_2^2). \quad (2.20)$$

Объём второй сопряжённой части во входной части камеры определяется по формуле (2.21):

$$V_2 = \pi R_2^3 \left(\sin\beta_{\text{BX}} \times \left(1 + \left(1 - \frac{R_{\text{КР}}}{R_1} \right)^2 - \frac{1}{3} \times \sin^2 \beta_{\text{BX}} \right) - \left(1 + \frac{R_{\text{КР}}}{R_2} \right) \right) \times (\beta_{\text{BX}} + \sin\beta_{\text{BX}} \times \cos\beta_{\text{BX}}). \quad (2.21)$$

Объём входной части камеры определяется по формуле (2.22):

$$V_{\text{BX}} = V_1 + V_{\text{КОН}} + V_2. \quad (2.22)$$

Приведённая длина дозвуковой части определяется по формуле (2.23):

$$L_{\text{пр}} = \frac{12550}{\sqrt{10 \times P_{\text{К}}}}. \quad (2.23)$$

Объём дозвуковой части камеры определяется по формуле (2.24):

$$V_{\text{К}} = L_{\text{пр}} \times F_{\text{кр,д}}. \quad (2.24)$$

Длина цилиндрической части камеры определяется по формуле (2.25):

$$L_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{к}} - V_{\text{вх}}}{F_{\text{к}}}. \quad (2.25)$$

Относительная площадь среза сопла определяется по формуле (2.26):

$$F_{a.\text{отн}} = \frac{F_{\text{к}}}{F_{\text{кр}}}. \quad (2.26)$$

Относительный диаметр среза сопла определяется по формуле (2.27):

$$D_{a.\text{отн}} = \sqrt{F_{a.\text{отн}}}. \quad (2.27)$$

Угол касательной к контуру вблизи критического сечения сопла определяется по интерполяции таблиц [6] в математической модели по следующей зависимости (2.28):

$$\beta_m = f(\beta_a, D_{a.\text{отн}}, k). \quad (2.28)$$

Относительная длина среза сопла определяется путём интерполяции таблиц [6] в математической модели согласно следующей зависимости (2.29):

$$X_{a.\text{отн}} = f(\beta_m, \beta_a, k). \quad (2.29)$$

Длина сверхзвуковой части сопла определяется по формуле (2.30):

$$L_a = X_{a.\text{отн}} \times R_{\text{кр}} \quad (2.30)$$

2.3. Способ разбиения ГДП на сечения

Согласно расчётам основной геометрии камеры, ГДП необходимо разбить на общее количество сечений. В данной подглаве приводится методика разбиения КС и сопла на сечения.

В цилиндрической части камера разбивается на сечения по формуле (2.31):

$$\begin{aligned} dx &= \frac{L_{\text{ц}}}{N_{\text{цил}}}; \\ X(i) &= x(i-1) + dx; \\ D(i) &= D_{\text{к}}. \end{aligned} \quad (2.31)$$

Во входной части для первого сопряжённого радиуса камера разбивается на сечения по формулам (2.32):

$$\begin{aligned}
dx &= \frac{L_{\text{ВХ.1}}}{N_{\text{ВХ.1}}}; \\
X(i) &= x(i-1) + dx; \\
D(i) &= 2 \times \left(\sqrt{R_1^2 - (X(i) - L_{\text{ц}})^2} - (R_1 - R_{\text{к}}) \right).
\end{aligned} \tag{2.32}$$

Во входной части для конического участка камера разбивается на сечения по формулам (2.33):

$$\begin{aligned}
dx &= \frac{L_{\text{ВХ.КОН}}}{N_{\text{ВХ.КОН}}}; \\
X(i) &= x(i-1) + dx; \\
D(i) &= 2 \times (R_1 \times (\cos \beta_{\text{ВХ}} - 1) + R_{\text{к}} - (X(i) - X_{\text{с1}}) \times \text{tg} \beta_{\text{ВХ}}).
\end{aligned} \tag{2.33}$$

Во входной части для второго сопряжённого радиуса камера разбивается на сечения по формулам (2.34):

$$\begin{aligned}
dx &= \frac{L_{\text{ВХ.2}}}{N_{\text{ВХ.2}}}; \\
X(i) &= x(i-1) + dx; \\
D(i) &= 2 \times \left((R_{\text{кр}} + R_2) - \sqrt{R_2^2 - (X(i) - X_{\text{кр}})^2} \right).
\end{aligned} \tag{2.34}$$

В сверхзвуковой части для третьего сопряжённого радиуса камера разбивается на сечения по формулам (2.35):

$$\begin{aligned}
dx &= \frac{L_{\text{СВ.3}}}{N_{\text{СВ.3}}}; \\
X(i) &= x(i-1) + dx; \\
D(i) &= 2 \times \left((R_{\text{кр}} + R_3) - \sqrt{R_3^2 - (X(i) - X_{\text{кр}})^2} \right).
\end{aligned} \tag{2.35}$$

Сопло сверхзвуковой части разбивается на сечения по формулам (2.36):

$$\begin{aligned}
dx &= \frac{L_{CB}}{N_{CB}}; \\
X(i) &= x(i-1) + dx; \\
DX &= (X(i) - X_{c3}); \\
D(i) &= D_{c3} + 2 \times (C_3 \times (DX)^3 + C_2 \times (DX)^2 + C_1 \times (DX)); \\
C_1 &= tg\beta_m; \\
C_2 &= \frac{(X_a - X_{c3})^2 \times ((tg\beta_a + 2tg\beta_m) \times (X_a - X_{c3}) - 3 \times (R_a - R_{c3}))}{1 - (X_a - X_{c3})^{4-1}}; \\
C_3 &= \frac{(X_a - X_{c3}) \times (2 \times (R_a + R_{c3}) - (tg\beta_a + tg\beta_m) \times (X_a - X_{c3}))}{1 - (X_a - X_{c3})^{4-1}}.
\end{aligned} \tag{2.36}$$

2.4. Использование в математической модели расчёта тепловых потоков

Расчёт тепловых потоков проводится по стандартизованной в отечественном двигателестроении методике Иевлева В.М. Причем методика Иевлева В.М применяется как основная инженерная расчётная методика, хорошо согласующаяся с экспериментальными данными [10].

Полуэмпирическая методика В.М. Иевлева основана на модели теплопереноса импульсов и энергии и интегральном приближенном решении ПГРС с использованием эмпирических законов трения и теплообмена, учитывающих переменность теплофизических свойств высокотемпературных, высокоэнтальпийных сред в ПГРС и в ядре потока.

В математической модели используется термодинамическая модель равновесного течения продуктов сгорания в ядре, ПРС и ПГРС.

Для расчёта тепловых потоков, необходимо разбить ГДП камеры двигателя на N-ое количество неравномерных участков (расчётных сечений), пример разбиения геометрии камеры приведён на рисунке 2.3.

ного потока недиссоциированных продуктов сгорания в ПРС, К; $T_{ог.недисс.пгрс}$ – температура заторможенного потока недиссоциированных продуктов сгорания в ПГРС, К; $T_{ст.г}$ – температура стенки со стороны газа, К.

Работоспособность газа определяется по формуле (2.39):

$$\begin{aligned}
 L_{г} &= R_{ог.дисс.прс} \cdot T_{ог.дисс.прс} \text{ при} \\
 T_{ог} &\geq 1800 \text{ К при расчёте наружного охлаждения;} \\
 L_{г} &= R_{ог.недисс.прс} \cdot T_{ог.недисс.прс} \text{ при} \\
 T_{ог} &< 1800 \text{ К в зоне обратных токов, ПРС;} \\
 L_{г} &= R_{ог.недисс.пгрс} \cdot T_{ог.недисс.пгрс} \text{ при} \\
 T_{ог} &< 1800 \text{ К при вдуве завесы в ПГРС,}
 \end{aligned} \tag{2.39}$$

где $R_{ог.дисс.прс}$ – газовая постоянная заторможенного потока диссоциированных продуктов сгорания при температуре газа в ПРС, Дж/(кг·К); $R_{ог.недисс.прс}$ – газовая постоянная заторможенного потока недиссоциированных продуктов сгорания при температуре газа в ПРС, Дж/(кг·К); $R_{ог.недисс.пгрс}$ – газовая постоянная заторможенного потока недиссоциированных продуктов сгорания при температуре газа в ПГРС, Дж/(кг·К).

Функция термодинамических и теплофизических параметров определяется по формуле (2.40):

$$S = \frac{(J_{ог} - J_{ст.г}) \cdot \mu_{ог}^{0,15}}{(L_{г})^{0,425} \cdot (1 + T_{ст.отн})^{0,595} \cdot (3 + T_{ст.отн})^{0,15}} \cdot 1000^{0,105}, \tag{2.40}$$

где $J_{ог}$ – энтальпия заторможенного потока недиссоциированных продуктов сгорания при температуре газа в ПРС или ПГРС, Дж/кг; $J_{ст.г}$ – энтальпия недиссоциированных продуктов сгорания при температуре стенки со стороны газа, Дж/кг; $\mu_{ог}$ – коэффициент динамической вязкости заторможенного потока недиссоциированных продуктов сгорания при температуре газа в ПРС или ПГРС, Па·с.

Коэффициент теплообмена, зависящий от коэффициента адиабаты, определяется по формуле (2.41):

$$\bar{\alpha} = 1,813 \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{0,85}{k-1}} \cdot \left(\frac{2 \cdot k}{k+1}\right)^{0,425}. \quad (2.41)$$

Относительная скорость истечения определяется по формуле (2.42):

$$\beta = \lambda_i \cdot \sqrt{\frac{k-1}{k+1}}. \quad (2.42)$$

Функция конвективного теплообмена, зависящая от относительной температуры стенок, определяется по формуле (2.43):

$$\bar{z} = \left(1,769 \cdot \frac{1 - \beta^2 + \beta^2 \cdot \left(1 - 0,086 \cdot \frac{1 \cdot \beta^2}{1 - T_{\text{ст.отн}} - 0,1 \cdot \beta^2}\right)}{1 - T_{\text{ст.отн}} - 0,1 \cdot \beta^2} \right)^{0,54}. \quad (2.43)$$

Коэффициент конвективного теплообмена определяется по формуле (2.44):

$$B = 0,4842 \cdot \bar{\alpha} \cdot A \cdot \bar{z}^{0,075}, \quad (2.44)$$

где A – эмпирическая константа в законе трения.

Газодинамическая функция приведенной температуры определяется по формуле(2.37):

$$\tau(\lambda_i) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_i^2\right). \quad (2.45)$$

Относительный диаметр определяется по формуле (2.42):

$$D_{\text{отн}} = \frac{D_i}{D_{\text{мин}}}. \quad (2.46)$$

Критерий подобия Прандтля продуктов сгорания, ПРС и ПГРС определяется по формуле (2.47):

$$Pr_{\Gamma} = \frac{\mu_{\Gamma,i}(p_k; T_k; \alpha_k) \cdot c_{p,i}(p_k; T_k; \alpha_k)}{\lambda_{\Gamma,i}(p_k; T_k; \alpha_k)};$$

$$Pr_{\text{ПРС}} = \frac{\mu_{\text{ПРС},i}(p_k; T_{\text{ПРС}}; \alpha_{\text{ПРС}}) \cdot c_{p,\text{ПРС},i}(p_k; T_{\text{ПРС}}; \alpha_{\text{ПРС}})}{\lambda_{\text{ПРС},i}(p_k; T_{\text{ПРС}}; \alpha_{\text{ПРС}})};$$

$$Pr_{\text{ПГРС}} = \frac{\mu_{\text{ПГРС},i}(p_k; T_{\text{ПГРС}}; \alpha_{\text{ПГРС}}) \cdot c_{p,\text{ПГРС},i}(p_k; T_{\text{ПГРС}}; \alpha_{\text{ПГРС}})}{\lambda_{\text{ПГРС},i}(p_k; T_{\text{ПГРС}}; \alpha_{\text{ПГРС}})},$$
(2.47)

где μ – коэффициент динамической вязкости продуктов сгорания в ядре потока, ПРС или ПГРС, Па·с; c_p – изобарная удельная теплоемкость продуктов сгорания в ядре потока, ПРС или ПГРС, Дж/(кг·К); λ – коэффициент теплопроводности продуктов сгорания в ядре потока, ПРС или ПГРС, Вт/(м·К).

Конвективный тепловой поток в текущем сечении определяется по формуле (2.48):

$$q_{\text{конв}} = B \cdot \frac{\tau(\lambda_i)}{D_{\text{отн}}^2} \cdot \frac{p_k^{0,85}}{D_{\text{мин}}^{0,15}} \cdot \frac{S_i}{Pr_{\Gamma,i}^{0,58}} -$$

при расчёте наружного охлаждения;

$$q_{\text{конв}} = B \cdot \frac{\tau(\lambda_i)}{D_{\text{отн}}^2} \cdot \frac{p_k^{0,85}}{D_{\text{мин}}^{0,15}} \cdot \frac{S_i}{Pr_{\text{ПРС},i}^{0,58}} - \text{ в зоне обратных токов, ПРС;}$$

$$q_{\text{конв}} = B \cdot \frac{\tau(\lambda_i)}{D_{\text{отн}}^2} \cdot \frac{p_k^{0,85}}{D_{\text{мин}}^{0,15}} \cdot \frac{S_i}{Pr_{\text{ПГРС},i}^{0,58}} - \text{ при вдуве завесы в ПГРС,}$$
(2.48)

где B – коэффициент конвективного теплообмена; p_k – давление в камере сгорания, Па.

Объём излучающего газа определяется по формуле (2.49):

$$V_{\Gamma} = \left(\frac{\pi \cdot D_{\text{цил}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{цил}}.$$
(2.49)

Площадь поверхности стенки, окружающей газ, определяется по формуле (2.50):

$$F_{\Gamma} = \pi \cdot D_{\text{цил}} \cdot L_{\text{цил}}.$$
(2.50)

Эффективная длина излучаемого газового слоя определяется по формуле (2.51):

$$L_{\text{изл.эф}} = 3,6 \cdot \frac{V_{\Gamma}}{F_{\Gamma}}. \quad (2.51)$$

Излучательная способность водяного пара определяется по формуле (2.52):

$$\varepsilon_{H_2O} = 1 - (1 - \varepsilon_{0H_2O})^n, \quad (2.52)$$

где n – вспомогательный коэффициент лучистого теплообмена; ε_{H_2O} – степень черноты водяного пара.

В (2.52) используется зависимость $n=f(p_{H_2O}, p_{H_2O} \cdot L_{\text{изл.эф}})$, которая принимается согласно [1].

Значение степени черноты водяного пара определяется по зависимости $\varepsilon_{0H_2O} = f(T_{\text{ог.дисс}}, p_{H_2O} \cdot L_{\text{изл.эф}})$ согласно [1].

Излучательная способность углекислого газа определяется по зависимости (2.53):

$$\varepsilon_{CO_2} = f(T_{\text{ог.дисс}}, p_{CO_2} \cdot L_{\text{изл.эф}}). \quad (2.53)$$

Зависимость принимается согласно [1].

Степень черноты излучающих газов продуктов сгорания при температуре газа определяется по формуле (2.54):

$$\varepsilon_{\Gamma}(T_{\text{ог.дисс}}, p_{H_2O}, p_{CO_2}, L_{\text{изл.эф}}) = \varepsilon_{H_2O} + \varepsilon_{CO_2} - \varepsilon_{H_2O} \cdot \varepsilon_{CO_2}. \quad (2.54)$$

Поглощательная способность газа продуктов сгорания при температуре стенки определяется по формуле (2.55):

$$A_{\Gamma} = \varepsilon_{\Gamma}(T_{\text{ст.г}}, p_{H_2O}, p_{CO_2}, L_{\text{изл.эф}}). \quad (2.55)$$

Эффективная длина излучаемого газового слоя определяется по формуле (2.56):

$$\varepsilon_{\text{ст.эф}} = \frac{\varepsilon_{\text{ст}}}{1 - (1 - \varepsilon_{\text{ст}}) \cdot (1 - A_{\Gamma})}. \quad (2.56)$$

Лучистый тепловой поток в текущем сечении с учётом частичного поглощения в пристеночном слое определяется по формуле (2.57):

$$q_{\text{луч}} = \varphi \cdot \varepsilon_{\text{ст.эф}} \cdot C_0 \cdot \left(\varepsilon_{\text{г}} \cdot \left(\frac{T_{\text{к}}}{100} \right)^4 - A_{\text{г}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ст.г}}}{100} \right)^4 \right), \quad (2.57)$$

где φ – коэффициент, учитывающий уменьшение интенсивности излучения из-за поглощения в ПРС; $\varepsilon_{\text{ст.эф}}$ – эффективная излучательная способность стенки; C_0 – постоянная Стефана – Больцмана, Вт/(м²·К⁴); $\varepsilon_{\text{г}}$ – степень черноты излучающих газов при температуре газа; $T_{\text{к}}$ – температура газа в камере сгорания, К; $A_{\text{г}}$ – поглощательная способность газа при температуре стенки со стороны газа.

Распределение плотности лучистого потока по длине ГДП принимается согласно эмпирической зависимости Л.Ф Фролова [5].

Суммарный тепловой поток в текущем сечении определяется по формуле (2.58):

$$q_{\text{сумм}} = q_{\text{конв.}i} + q_{\text{луч.}i}. \quad (2.58)$$

2.5. Методика расчёта проточного охлаждения в межрубашечном пространстве

Расчёт проводится по методике [5, 9] с применением стандартных теплообменных критериев подобия хладагента в кольцевых каналах и теплотехнических зависимостей описывающих тепловоспринимающие развитые поверхности.

Для расчёта охлаждения предварительно выбирается схема регенеративного проточного охлаждения и затем по допустимым параметрам итерационно подбирается геометрия ТО. Пример схемы охлаждения приведён на рисунке 2.4.

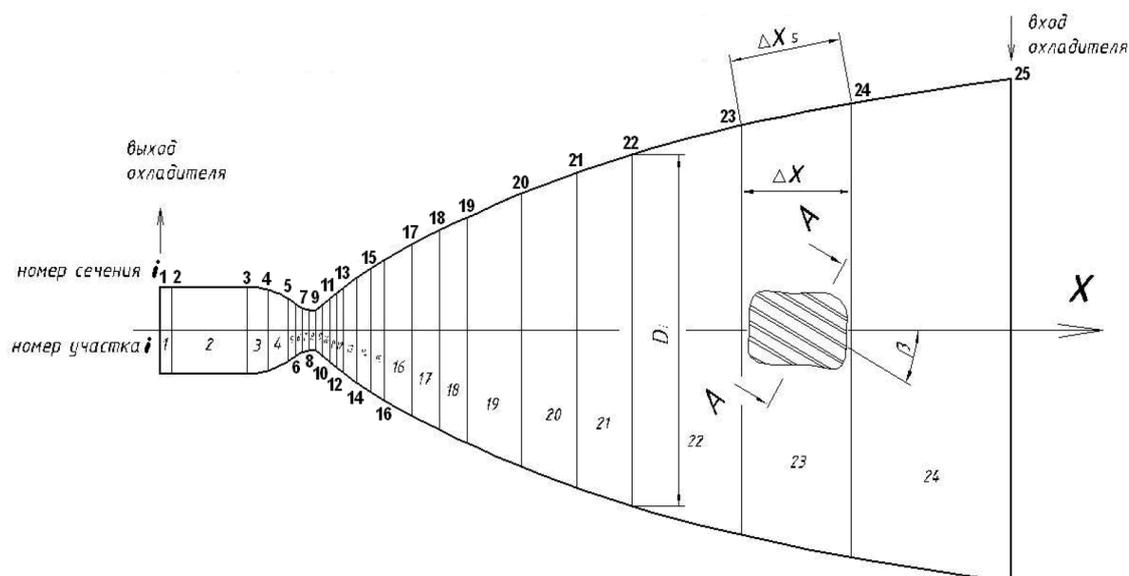


Рисунок 2.4. – Схема охлаждения корпуса камеры двигателя.

При расчёте наружного проточного охлаждения под нижним индексом «охл» понимается охлаждающая жидкость, относящаяся к наружному охлаждению внутренней и наружной стенки камеры.

Подогрев температуры охлаждающей жидкости на участке подачи во входной коллектор до участка выхода в ТО не учитывается.

Средний диаметр сечения на участке определяется по формуле (2.59):

$$D_{0,5h} = D_i \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \delta_{\text{ст.вн.}i} + h_{\text{кан.}i}}{D_i} \right), \quad (2.59)$$

где D – диаметр ГДП камеры, м; $\delta_{\text{ст.вн.}}$ – толщина внутренней стенки, м; $h_{\text{кан}}$ – высота канала тракта охлаждения, м.

Длина участков по оси ГДП в каждом расчётном сечении определяется по формуле (2.60):

$$\Delta X = (X_i - X_{i\pm 1}), \quad (2.60)$$

где X – ОСК ГДП камеры, м;

Изменение диаметров ГДП в каждом расчётном сечении определяется по формуле (2.61):

$$\Delta D = (D_i - D_{i\pm 1}). \quad (2.61)$$

Длина участков по образующей контура ГДП в каждом расчётном сечении определяется по формуле (2.62).

$$\Delta X_s = \sqrt{(\Delta X_i)^2 - (\Delta D_i)^2}. \quad (2.62)$$

Площадь боковой поверхности на участке определяется по формуле (2.63).

$$\Delta S_{\text{бок}} = 0,5 \cdot \pi \cdot (D_i + D_{i\pm 1}) \cdot \Delta X_s. \quad (2.63)$$

В межрубашечном пространстве ТО для соединения стенок камеры применяется конструкция с оребрением. Определяющим фактором при тепловой защите стенок и охлаждения камеры двигателя является повышение теплоотдающей способности тракта охлаждения за счёт учащенного расположения рёбер.

Частое расположение ребер способствует повышению прочности камеры, однако, существуют ограничения на параметры оребрения, определяемые технологией изготовления корпуса камеры.

При превышении гидравлических потерь в ТО необходимо вносить изменения в геометрию тракта охлаждения.

Изменение параметров оребрения назначается согласно геометрии ГДП двигателя, а также с учётом конструктивных и технологических особенностей охлаждающего тракта.

Расположение и количество рёбер в ТО определяется по допустимому шагу оребрения [4]. Пример формирования и определения количества рёбер приведен на рисунке 2.5.

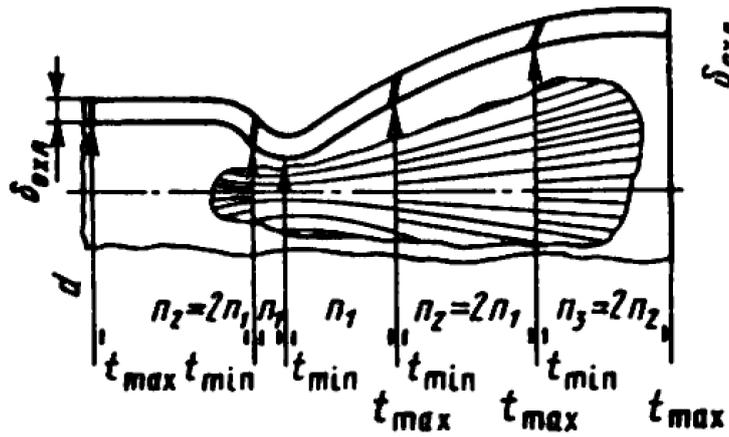


Рисунок 2.5. – Разбиение рёбер на секции в соответствии с шагом оребрения.

Шаг оребрения определяется по формуле (2.64):

$$t_i = \left(\frac{\pi \cdot D_{0,5h.i}}{n_{p.i}} \right) \cdot \cos \beta_i, \quad (2.64)$$

где n_p – количество рёбер в ТО, шт.; β – угол наклона ребра к образующей, угл.град.

Площадь проходного сечения для тракта охлаждения с прямоугольными рёбрами определяется по формуле (2.65):

$$F_{\text{ТО}} = t_i \cdot h_{\text{кан.}i} \cdot \left(1 - \frac{\delta_{p.i}}{t_i} \right) \cdot n_{p.i}, \quad (2.65)$$

где δ_p – толщина ребра в ТО, м.

Площадь проходного сечения для тракта охлаждения без оребрения определяется по формуле (2.66):

$$F_{\text{ТО}} = \pi \cdot D_{0,5h.i} \cdot h_{\text{кан.}i}. \quad (2.66)$$

Гидравлический диаметр для тракта охлаждения с прямоугольными рёбрами определяется по формуле (2.67):

$$D_{\text{гидр}} = 2 \cdot h_{p.i} \cdot \left(\frac{t_i - \delta_{p.i}}{t_i - \delta_{p.i} + h_{\text{кан.}i}} \right), \quad (2.67)$$

где δ_p – толщина ребра в ТО, м.

Гидравлический диаметр для тракта охлаждения без оребрения определяется по формуле (2.68):

$$D_{\text{гидр}} = 2 \cdot h_{\text{кан.}i} \quad (2.68)$$

Используемые в модели теплофизические параметры охладителя в каждом сечении интерполируются из базы данных в соответствии с температурой и давлением охладителя.

Изменения температуры жидкости на участке в охлаждающем тракте определяется по формуле (2.69):

$$\Delta T_{\text{охл}} = \frac{0.5 \cdot (q_{\text{конв.}i} + q_{\text{конв.}(i\pm 1)}) \cdot \Delta S_{\text{бок.}i}}{\dot{m}_{\text{охл}} \cdot c_{p,\text{охл.}i}(T_{\text{охл}}; p_{\text{охл}})}, \quad (2.69)$$

где $\Delta S_{\text{бок}}$ – площадь боковой поверхности участка, м²; $\dot{m}_{\text{охл}}$ – массовый расход охладителя в ТО, кг/с; $c_{p,\text{охл}}$ – изобарная удельная теплоемкость охлаждающей жидкости, Дж/(кг·К).

Температура жидкости средняя в текущем сечении охлаждающего тракта определяется по формуле (2.70):

$$T_{\text{охл}} = T_{\text{охл.}(i\pm 1)} + \Delta T_i \quad (2.70)$$

В расчёте используется зависимость прямого и обратного хода хладагента. В зависимости от направления движения охлаждающей жидкости относительно течения продуктов сгорания меняется знак в расчёте. При обратном ходе хладагента используется знак вычитания (i-1). Если движение охлаждающая жидкость совпадает с ходом движения продуктов сгорания, то используется знак сложения (i+1).

Комплекс теплофизических свойств, характеризующий охлаждающую способность хладагента определяется по формуле (2.71):

$$K = (\lambda_{\text{охл.}i}(T_{\text{охл}}; p_{\text{охл}}))^{0,6} \cdot \left(\frac{c_{p,\text{охл.}i}(T_{\text{охл}}; p_{\text{охл}})}{\mu_{\text{охл.}i}(T_{\text{охл}}; p_{\text{охл}})} \right)^{0,4}, \quad (2.71)$$

где $\lambda_{\text{охл}}$ – коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости, Вт/(м·К); $\mu_{\text{охл}}$ – коэффициент динамической вязкости охлаждающей жидкости, Па·с.

Массовая скорость охлаждающей жидкости определяется по формуле (2.72):

$$w_{\text{масс}} = \frac{\dot{m}_{\text{охл.то}}}{F_{\text{то.}i}}, \quad (2.72)$$

где $F_{\text{то}}$ – площадь проходного сечения тракта охлаждения, м^2 .

Скорость жидкости в охлаждающем тракте на участке определяется по формуле (2.73):

$$w_{\text{охл}} = \frac{w_{\text{масс.}i}}{\rho_{\text{охл.}i}(T_{\text{охл.}i}; p_{\text{охл}})}, \quad (2.73)$$

где $\rho_{\text{охл}}$ – плотность охлаждающей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Критерий подобия, соотношения молекулярного и конвективного переноса тепла – число Прандтля охлаждающей жидкости определяется по формуле (2.74):

$$Pr_{\text{охл}} = \left(\frac{\mu_{\text{охл.}i}(T_{\text{охл.}i}; p_{\text{охл}}) \cdot c_{p.\text{охл.}i}(T_{\text{охл.}i}; p_{\text{охл}})}{\lambda_{\text{охл.}i}(T_{\text{охл.}i}; p_{\text{охл}})} \right), \quad (2.74)$$

Число Прандтля жидкости при температуре стенки со стороны жидкости определяется по формуле (2.75):

$$Pr_{\text{ст.охл}} = \left(\frac{\mu_{\text{ст.охл.}i}(T_{\text{ст.охл.}i}; p_{\text{охл}}) \cdot c_{p.\text{ст.охл.}i}(T_{\text{ст.охл.}i}; p_{\text{охл}})}{\lambda_{\text{ст.охл.}i}(T_{\text{ст.охл.}i}; p_{\text{охл}})} \right), \quad (2.75)$$

где $c_{p.\text{охл}}$ – изобарная удельная теплоемкость охлаждающей жидкости при температуре стенки со стороны охлаждающей жидкости, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; $\lambda_{\text{ст.охл}}$ – коэффициент теплопроводности охлаждающей жидкости при температуре стенки со стороны охлаждающей жидкости, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Теплофизические параметры, входящие в критерий подобия Прандтля, определяются по теплофизическим зависимостям хладагента при температуре близкой к температуре стенки со стороны охлаждающей жидкости.

Коэффициент, учитывающий теплоотдачу от направления теплового потока и температурного напора в тракте охлаждения, определяется по формуле (2.76):

$$\psi_T = \frac{Pr_{\text{охл.}i}}{Pr_{\text{ст.охл.}i}}. \quad (2.76)$$

Коэффициент теплоотдачи в тракте охлаждения определяется по формуле (2.77):

$$\alpha_{\text{охл}} = \frac{0,023 \cdot K_i(T_{\text{охл.}i}; p_{\text{охл.}i}) \cdot (w_{\text{масс.}i})^{0,8}}{D_{\text{гидр.}i}^{0,2}} \cdot \psi_{T,i}. \quad (2.77)$$

Определяющая температура между температурой жидкости и стенкой со стороны жидкости определяется по формуле (2.78):

$$T_{\text{ст.охл.ср}} = \left(\frac{T_{\text{охл.}i} + T_{\text{ст.охл.}i}}{2} \right), \quad (2.78)$$

где $T_{\text{ст.охл.}i}$ – температура стенки со стороны охлаждающей жидкости, К.

Критерий подобия, число Био, соотношения конвективной теплоотдачи и теплопроводности материала ребра в тракте охлаждения определяется по формуле (2.79):

$$Bi = \left(\frac{\alpha_{\text{охл.}i} \cdot \delta_{p,i}}{\lambda_{\text{мат.}i}(T_{\text{ст.охл.ср}})} \right), \quad (2.79)$$

где $\lambda_{\text{мат.}i}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки при средней температуре стенок, Вт/(м·К).

Теплогеометрический аргумент(фактор) определяется по формуле (2.80):

$$\psi = \frac{h_{p,i}}{\delta_{p,i}} \cdot \sqrt{2 \cdot (Bi)}. \quad (2.80)$$

Коэффициент эффективности работы одиночного прямого ребра в тракте охлаждения определяется по формуле (2.81):

$$E = \frac{th(\psi_i)}{\psi_i}. \quad (2.81)$$

Параметр основного ребра определяется по формуле (2.82):

$$\mu_p = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{охл.}i}}{\lambda_{\text{мат.}i} \cdot \delta_{p,i}} \right)}. \quad (2.82)$$

Параметр эквивалентного ребра определяется по формуле (2.83):

$$\mu_{\text{э.р}} = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{охл.}i}}{\lambda_{\text{мат.}i} \cdot 2 \cdot \delta_{\text{ст.нар.}i}} \right)}, \quad (2.83)$$

где $\delta_{\text{ст.нар}}$ – толщина наружной стенки, м.

Ширина межрёберного канала в тракте охлаждения определяется по формуле (2.84):

$$a_{\text{кан}} = t_i - \delta_{p,i}. \quad (2.84)$$

Поправочный коэффициент, учитывающий участие в теплоотдаче тракта охлаждения наружной стенки, определяется по формуле (2.85):

$$\zeta_p = \frac{1 + \frac{\mu_p}{\mu_{\text{э.р}}} \cdot \frac{th\left(\frac{a_{\text{кан.}i}}{2 \cdot \delta_{\text{ст.нар.}i}} \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{охл.}i} \cdot 2 \cdot \delta_{\text{ст.нар.}i}}{\lambda_{\text{мат.}i}}\right)}\right)}{th(\psi_i)}}{1 + \frac{\mu_p}{\mu_{\text{э.р}}} \cdot th\left(\frac{a_{\text{кан.}i}}{2 \cdot \delta_{\text{ст.нар.}i}} \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{охл.}i} \cdot 2 \cdot \delta_{\text{ст.нар.}i}}{\lambda_{\text{мат.}i}}\right)}\right)} \cdot th(\psi_i)}. \quad (2.85)$$

Коэффициент эффективности оребрения определяется по формуле (2.86):

$$\eta_p = 1 + \frac{1}{\text{Cos}\beta_i} \cdot \left(2 \cdot \frac{h_{p,i}}{t_i} \cdot E \cdot \zeta_{p,i} - \frac{\delta_{p,i}}{t_i} \right), \quad (2.86)$$

где E – коэффициент эффективности теплоотдачи одиночного прямого ребра.

Коэффициент эффективности оребрения для тракта охлаждения без рёбер принимается согласно (2.87):

$$\eta_p = 1. \quad (2.87)$$

Коэффициент теплоотдачи в тракте охлаждения с учётом оребрения определяется по формуле (2.88):

$$\alpha_{\text{охл.р}} = \alpha_{\text{охл.}} \cdot \eta_{\text{р}}. \quad (2.88)$$

Относительная шероховатость стенки в тракте охлаждения определяется по формуле (2.89):

$$\Delta_{\text{отн}} = \frac{\Delta}{D_{\text{гидр.}i}}, \quad (2.89)$$

где Δ – абсолютная геометрическая шероховатость поверхности материала, м.

Число Рейнольдса определяется по формуле (2.90):

$$Re = \frac{w_{\text{масс.}i} \cdot D_{\text{гидр.}i}}{\mu_{\text{охл.}i}(T_{\text{охл.}}; p_{\text{охл.}})}. \quad (2.90)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления на трение находится по зависимости (2.91).

$$\begin{aligned} \xi_{\text{тр}} &= \frac{64 \cdot \omega_i}{Re_i} \text{ при } Re_i < 3500; \\ &\text{при } 3500 \leq Re_i \leq 10^3: \\ \xi_{\text{тр}} &= 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \Delta_{\text{отн.}i} \cdot \frac{100}{\Delta_{\text{отн.}i}} \right)^{0,25} \cdot \omega_i - \text{ в диапазоне } 0,01 \leq \Delta_{\text{отн.}i} \\ &\leq 0,6001; \\ \xi_{\text{тр}} &= \frac{1,42 \cdot \omega_i}{\left(\lg \left(\frac{Re_i}{\Delta_{\text{отн.}i}} \right) \right)^2} \text{ в диапазоне } 0,0001 \leq \Delta_{\text{отн.}i} \leq 0,01; \\ \xi_{\text{тр}} &= \frac{\omega_i}{\left(2 \cdot \lg \left(\frac{3,7}{\Delta_{\text{отн.}i}} \right) \right)^2} \text{ при } Re_i \geq \frac{560}{\Delta_{\text{отн.}i}}, \end{aligned} \quad (2.91)$$

где $\Delta_{\text{отн}}$ – относительная шероховатость стенки; ω – поправочный коэффициент на тип и форму канала в ТО.

Зависимость поправочного коэффициента ω на форму прямоугольного канала с рёбрами приведена в [5]. Для канала без оребрения поправочный коэффициент принимается $\omega=1,5$.

Коэффициент гидравлического сопротивления на трение находится по виду зависимости от числа Рейнольдса Re и относительной шероховатости стенки $\Delta_{отн}$, зависимость взята из [5].

Длина канала тракта охлаждения с учётом угла закрутки в текущем расчётном сечении определяется по формуле (2.92):

$$L_{кан} = \frac{\Delta X_{s,i}}{\cos \beta_i}. \quad (2.92)$$

Изменение давления жидкости на трение в охлаждающем тракте на участке определяется по формуле (2.93):

$$\Delta P_{тр} = \xi_{тр}(Re; \Delta_{отн}) \cdot \frac{\rho_{охл,i}(T_{охл}; p_{охл}) \cdot W_{охл,i}^2}{2} \cdot \frac{L_{кан,i}}{D_{гидр,i}}, \quad (2.93)$$

где $\xi_{тр}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления канала тракта охлаждения, учитывающий потери на трение, прямоугольность и конфузурность (рассчитывается по общим формулам гидродинамики); $L_{кан}$ – длина канала, м.

Коэффициент местного гидравлического сопротивления при внезапном расширении или сужении определяется по формуле (2.94):

$$\xi_{м.р/кол/отв.кол} = 0,5 \cdot \left(1 - \left(\frac{D_{гидр,i}}{D_{гидр,i\pm 1}} \right)^2 \right) \text{ при внезапном сужении;} \quad (2.94)$$

$$\xi_{м.р/кол/отв.кол} = \left(1 - \left(\frac{D_{гидр,i}}{D_{гидр,i\pm 1}} \right)^2 \right)^2 \text{ при внезапном расширении.}$$

Изменение давления жидкости при местных сопротивлениях в охлаждающем тракте на участке определяется по формуле (2.95):

$$\Delta P_{м} = \xi_{м.р/кол/отв.кол} \cdot \frac{\rho_{охл,i}(T_{охл}; p_{охл}) \cdot W_{охл,i}^2}{2}, \quad (2.95)$$

где $\xi_{м.р/кол/отв.кол}$ – коэффициент местного гидравлического сопротивления.

Перепад давления жидкости в текущем участке охлаждающего тракта определяется по формуле (2.96):

$$\Delta P_{\text{охл}} = \Delta P_{\text{тр.}i} + \Delta P_{\text{местн.}i}. \quad (2.96)$$

Давление жидкости в текущем участке охлаждающего тракта определяется по формуле (2.97):

$$P_{\text{охл}} = P_{\text{охл.}(i\pm 1)} - \Delta P_{\text{охл.}i}. \quad (2.97)$$

В расчёте используется зависимость прямого и обратного хода хладагента. В зависимости от направления движения охлаждающей жидкости относительно течения продуктов сгорания меняется знак в расчёте. При обратном ходе хладагента используется знак вычитания (i-1). Если движение охлаждающая жидкость совпадает с ходом движения продуктов сгорания, то используется знак сложения (i+1).

Определяющая температура находится как среднеарифметическая температура между температурой жидкости и стенкой со стороны газа и определяется по формуле (2.98):

$$T_{\text{ст.г.ср}} = \left(\frac{T_{\text{охл.}i} + T_{\text{ст.г.}i}}{2} \right). \quad (2.98)$$

Температура стенки со стороны газа определяется по формуле (2.99):

$$T_{\text{ст.г}} = \frac{\frac{T_{\text{ог.прс.}i}}{T_{\text{ог.прс.}/\text{пгрс.}i} - T_{\text{ст.г.}i}} + \frac{T_{\text{охл.}i}}{\left(\left(\frac{\delta_{\text{ст.вн.}i}}{\lambda_{\text{мат.}i}(T_{\text{ст.г.ср.}i})} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{охл.р.}i}} \right) \cdot q_{\text{конв.}i}} + \frac{q_{\text{конв.}i}}{q_{\text{луч.}i}}}{\frac{1}{T_{\text{ог.прс.}i} - T_{\text{ст.г.}i}} + \frac{1}{\left(\left(\frac{\delta_{\text{ст.вн.}i}}{\lambda_{\text{мат.}i}(T_{\text{ст.г.ср.}i})} \right) + \frac{1}{\alpha_{\text{охл.р.}i}} \right) \cdot q_{\text{конв.}i}}}}; \quad (2.99)$$

Температура стенки со стороны охлаждающей жидкости определяется по формуле (2.100):

$$T_{\text{ст.охл}} = T_{\text{ст.г.}i} - \left(\frac{\delta_{\text{ст.вн.}i}}{\lambda_{\text{мат.}i}(T_{\text{ст.г.ср.}i})} \right) \cdot q_{\text{сумм.}i}, \quad (2.100)$$

где $q_{\text{сумм}}$ – суммарный тепловой поток, Вт/(м²).

Тепловой поток воспринимаемый жидкостью от оребренной поверхности определяется по формуле (2.101):

$$q_{\text{охл.р}} = \alpha_{\text{охл.и}} \cdot (T_{\text{ст.охл.и}} - T_{\text{охл.и}}) \cdot \eta_{\text{р.и}} \quad (2.101)$$

Для тракта охлаждения без оребрения коэффициент эффективности оребрения принимается $\eta_{\text{р}}=1$.

Тепловой поток, проходящий сквозь охлаждающую жидкость, на нагрев наружной стенки определяется по формуле (2.102):

$$q_{\text{сумм.нар}} = q_{\text{сумм.и}} - q_{\text{охл.р.и}} \quad (2.102)$$

Температура наружной стенки со стороны охлаждающей жидкости определяется по формуле (2.103):

$$T_{\text{ст.нар.охл}} = T_{\text{охл.и}} - \left(\frac{q_{\text{сумм.нар.и}}}{\alpha_{\text{охл.р.и}}} \right) \quad (2.103)$$

Коэффициент теплоотдачи от газа в стенку определяется по формуле (2.104):

$$\alpha_{\text{г}} = \frac{q_{\text{конв.и}}}{(T_{\text{ог.пгрс.и}} - T_{\text{ст.г.и}})} \quad (2.104)$$

Параметр основного внутреннего ребра определяется по формуле (2.105):

$$\mu_{\text{г.р}} = \sqrt{2 \cdot \left(\frac{\alpha_{\text{г.и}}}{\lambda_{\text{мат.и}} \cdot \delta_{\text{р.и}}} \right)} \quad (2.105)$$

Температура торца внутреннего оребрения определяется по формуле (2.106):

$$T_{\text{г.р}} = T_{\text{ог.пгрс.и}} + \frac{(T_{\text{ст.г.и}} - T_{\text{ог.пгрс.и}})}{ch(\mu_{\text{г.р.и}} \times h_{\text{р.и}}) + sh(\mu_{\text{г.р.и}} \times h_{\text{р.и}}) \times \left(\frac{\alpha_{\text{г.и}}}{\mu_{\text{г.р.и}} \times \lambda_{\text{мат.и}}} \right)} \quad (2.106)$$

Площадь боковой поверхности с оребрением определяется по формуле (2.107):

$$\Delta S_{\text{бок.р}} = 0,5 \cdot \pi \cdot (D_i + D_{i\pm 1}) \cdot \Delta X_{s,i} - n_{\text{р.и}} \times \delta_{\text{р.и}} \times \Delta X_{s,i} + (2 \times h_{\text{р.и}} + \delta_{\text{р.и}}) \times \Delta X_{s,i} \times n_{\text{р.и}} \quad (2.107)$$

2.6. Основные условия достаточного охлаждения камеры

Требования в основном накладываются на допустимые значения температуры охлаждающей жидкости и элементов конструкционных материалов, а также на суммарные потери давления на выходе из ТО и коэффициентов запаса прочностных свойств оболочек.

Достаточное охлаждение должно удовлетворять следующими основными требованиями:

1) жидкость, пройдя через весь охлаждающий тракт, не должна быть выше допустимой температуры, т.е. должно выполняться условие $T_{\text{охл}} < T_{\text{охл.доп}}$;

2) температуры конструкционных материалов внешних и внутренних стенок не должны быть выше допустимой температуры стойкости конструкционного материала стенок, т.е. должно выполняться условие $T_{\text{ст.г}} < T_{\text{ст.доп}}$, $T_{\text{ст.ж}} < T_{\text{ст.доп}}$;

3) суммарные гидравлические потери охлаждающей жидкости на выходе из ТО должны быть меньше допустимой величины, которая устанавливается в ходе энергетической увязки параметров, т.е. должно выполняться условие $\Delta p_{\text{охл}} < \Delta p_{\text{охл.доп}}$;

4) скорость движения охлаждающей жидкости во всех сечениях величина компромиссная и для каждого ТО двигателя лимитируется, в первую очередь, заложенной суммарной величиной гидравлических потерь. В общем случае допустимая величина скорости движения охлаждающей жидкости определяется по суммарным гидравлическим потерям, заданным при проектировании конкретного рассматриваемого двигателя и критерию $\Delta p_{\text{охл}} = \Delta p_{\text{охл.доп}}$. В соответствии с этим критерием определяется $W_{\text{охл.доп}}$ и на всех участках в ТО должно выполняться условие $W_{\text{охл}} < W_{\text{охл.доп}}$.

5) суммарный подогрев охлаждающей жидкости должен быть максимально возможным.

Выполнение всех без исключений приведённых требований, позволяет говорить о наличии достаточного охлаждения корпуса камеры и устойчивой работе двигателя.

Если в ходе расчёта в любом сечении выявлено превышение по любому параметру из основных требований, то применяют пути интенсификации и корректировки охлаждения двигателя.

3. ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является КС отечественного двигателя РД-0146, разработанная конструкторским бюро химической автоматики.

На рисунке 3.2 представлена ПГС данного двигателя.

Основные параметры двигателя РД-0146 приведены в таблице 3.1.

РД-0146 (рисунок 3.3) является первым в России ЖРД выполненным по безгенераторной схеме.

Кислород после баков подаётся в бустерный насос окислителя, затем направляется в основной насос окислителя, после которого часть расхода окислителя идёт на привод бустерной турбины окислителя, а остальная часть расхода направляется в СГ.

Горючий компонент после баков направляется в бустерный насос горючего, а затем на двухступенчатый насос горючего, после насоса горючее подаётся в ТО, где нагревается, небольшая часть расхода отбирается на регулятор тяги, т.е. на регулирование тяги двигателя, а остальная часть идёт на привод основной двухступенчатой турбины окислителя и двухступенчатой турбины горючего. После турбин небольшая часть расхода идёт на привод бустерной турбины горючего, а основная часть идёт в СГ.

Отличительной особенностью данной схемы двигателя от других безгазогенераторных схем является наличие двух отдельных ТНА окислителя (ТНАО) и горючего (ТНАГ) с дополнительным контуром перепуска водорода мимо турбин, служащим для регулирования тяги двигателя. Обеспечение бескавитационной работы основных насосов ТНАГ и ТНАО реализуется за счет бустерных турбонасосных агрегатов (БТНА), установленных по линии «О» и «Г». Привод бустерного турбонасосного агрегата окислителя (БТНАО) осуществляется частью кислорода высокого давления, отбираемой от выхода из основного насоса ТНАО. Турбины ТНАО и ТНАГ питает подогретый в ТО критический водород, небольшая часть которого, перед поступлением в смесительную головку (СГ) КС, направляется на привод турбины бустерного

турбонасосного агрегата горючего (БТНАГ) с последующим сбросом его в атмосферу или на наддув бака «Г».

Для регулирования соотношения КТ в магистрали на линии окислителя за насосом установлен дроссель. Воспламенения КТ осуществляется за счёт электроплазменного запального устройства, которое расширяет возможности двигателя по многократности включений и применению.

Камера двигателя РД0146 выполнено с соплом, имеющий стационарный насадок из углерод-углеродного композиционного материала.

Одним из главных технических преимуществ ЖРД семейства РД-0146 является использование двухвальной схемы ТНА, впервые реализованной в отечественном двигателе.

Таблица 3.1. – Основные параметры двигателя РД 0146

Параметр	Значение параметра
Тяга, кН	98,1
Окислитель	жидкий кислород
Горючее	жидкий водород
Удельный импульс тяги в пустоте, с	463
Соотношения КТ	5,9
Давление в КС, МПа	8
Количество включений в полёте	1
Время работы, с	560
Обороты ТНАГ, об/мин	123200
Обороты ТНАО, об/мин	40600
Диаметр среза охлаждаемого сопла, мм	960
Диаметр среза неохлаждаемого сопла, мм	1250

Основные достоинства двухвальной схемы ТНА по сравнению с одновальной является достижение максимального возможного КПД обоих ТНА и расширенные возможности оптимизации и форсирования параметров кисло-

родного и водородного насосов. В двухвальной схеме обеспечивается возможность рациональной компоновке двигателя из-за независимого расположения водородного и кислородного ТНА. Кроме того, двухвальная схема позволяет производить отдельно автономную отработку кислородного и водородного ТНА на рабочих средах [64].

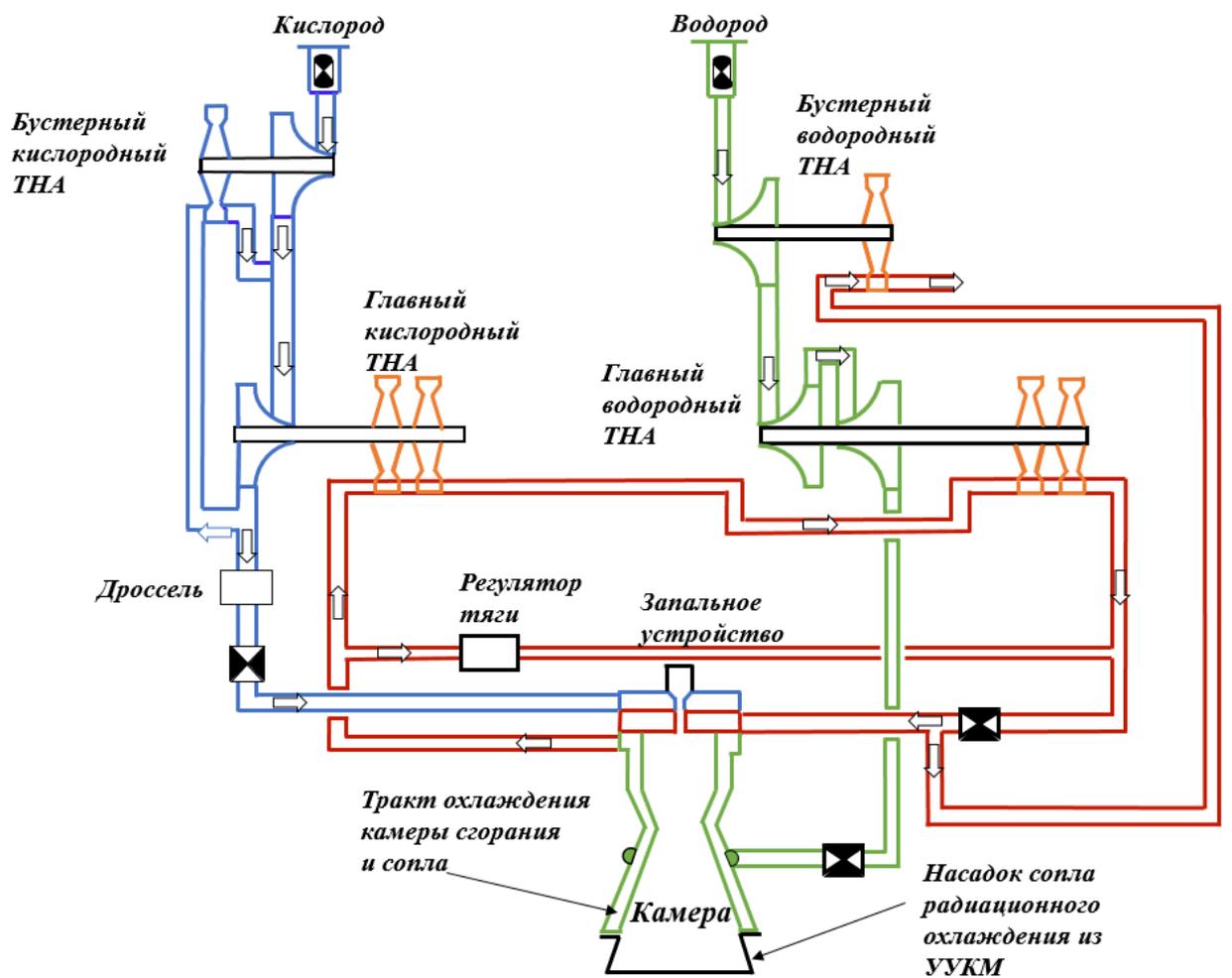


Рисунок 3.2. – ПГС двигателя РД-0146.

Низкая напряжённость турбин водородного и кислородного ТНА обеспечивается за счёт следующих факторов:

- низкой температурой рабочего газа, что позволило выполнить рабочие колёса турбины из титанового сплава, обеспечивающие их высокие запасы прочности;
- равномерным температурным полем рабочего газа на входе в турбину;

- значительным снижением термических ударов, воздействующих на конструкцию турбины при запуске и выключении двигателя из-за отсутствия кратковременного повышения температуры на турбине.



Рисунок 3.3. – ЖРД РД-0146

4. РАСЧЁТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ УВЕЛИЧЕНИЯ ПОДОГРЕВА И УИТ В КС ЖРД

ИССЛЕДОВАНИЕ

В соответствии с задачами диссертационной работы необходимо написать математическую модель, в которой возможно рассмотреть влияние различных факторов на УИТ и подогрев хладагента. В данном разделе приводятся расчётно-теоретические исследования влияния различных факторов на УИТ и подогрев хладагента с использованием математической модели, так же представлены зависимости давления в камере от суммарного расхода компонента, геометрии ГДП, скорости истечения КТ на срезе сопла и УИТ.

В первой подглаве приводятся результаты энергетических, термодинамических и геометрических параметров двигателя от давления в КС.

Во второй подглаве приведены результаты теплогидравлического расчёта охлаждения двигателя с давлением в КС 8 МПа работающего на кислород-водородном топливе с наличием газовых рёбер внутри камеры и их отсутствием, а так же с давлением в КС 10,5 МПа с наличием газовых рёбер внутри КС.

4.1. Расчётные зависимости термодинамических, энергетических и геометрических параметров двигателя от давления в КС

В зависимости от необходимой задачи, УИТ возможно увеличить с помощью следующих мероприятий:

1. изменение выходного давления в сопле ЖРД (увеличение степени расширения);
2. корректировка КИО в камере ЖРД;
3. увеличение давления в КС.

Первый способ увеличивает габаритные размеры и массу самого двигателя. К тому же сопла при высоких степенях расширения сложны в отработке при наземных испытаниях двигателя (необходим более производительный эжектор при малых давлениях на срезе сопла).

Второй способ реализуется при уменьшении КИО, что увеличивает массовый расход горючего и, следовательно, увеличивает массу баков в системе

поддачи двигателя. Так же при этом снижается температура газов в камере, а значит и уменьшается подогрев горючего и мощность турбин. При увеличении КИО УИТ снижается.

Третий способ наиболее предпочтительный потому, что при увеличении подогрева горючего при неизменной тяги, имеется возможность поднять мощность турбины и давление подачи компонентов в КС, при этом снижаются габаритные размеры, массовый расход и масса самого ЖРД.

Ниже приведены расчётно-теоретические зависимости параметров и геометрии двигателя от изменения давления в КС.

Расчёт проводился при исходных данных, приведённых в таблице 4.1.

Таблица 4.1. – Исходные данные для расчёта энергетических и геометрических параметров двигателя РД 0146 на номинальном режиме

Параметр	Значение параметра
Тяга камеры, P , кН	98,1
Давление в камере, P_k , МПа	8
Давление на срезе сопла, P_a , Па	2500,97
Давление наружное, $P_{нар}$, Па	20
КИО, α	0,766
Стехиометрическое соотношение, K_{m_0}	7,937
Соотношение КТ, K_m	6,07
Коэффициент потерь в камере, φ_k	0,97
Коэффициент потерь в сопле, φ_c	0,98

Далее проведён расчёт геометрических и энергетических параметров двигателя с шагом 0,5 МПа по давлению в камере от номинального давления в КС.

Зависимость суммарного массового расхода в двигатель и УИТ от давления в КС приведено на рисунке 4.1.

Зависимость газовой постоянной от давления в КС приведена на рисунке 4.2.

Зависимость температуры продуктов сгорания от давления в КС приведена на рисунке 4.3.

Зависимость скорости истечения давления в КС приведена на рисунке 4.4.

Зависимость показателя адиабаты от давления в КС приведено на рисунке 4.5.

Изменение расходного комплекса приведено на рисунке 4.6.

Изменение диаметра критики, камеры и среза представлено на рисунках 4.7 - 4.9.

Изменение длины ГДП двигателя представлено на рисунке 4.10.

Согласно приведённым зависимостям можно сделать следующие выводы:

1. температура в КС увеличится с ростом давления в КС;
2. УИТ увеличится с ростом давления в КС при неизменной тяги;
3. диаметры и длина ГДП профиля уменьшаться, а при уменьшении единицы поверхности, а также с ростом давления в КС плотность конвективного теплового потока увеличится, следовательно, должен увеличиться и подогрев горючего.

4.1.2. Зависимости энергетических и термодинамических параметров

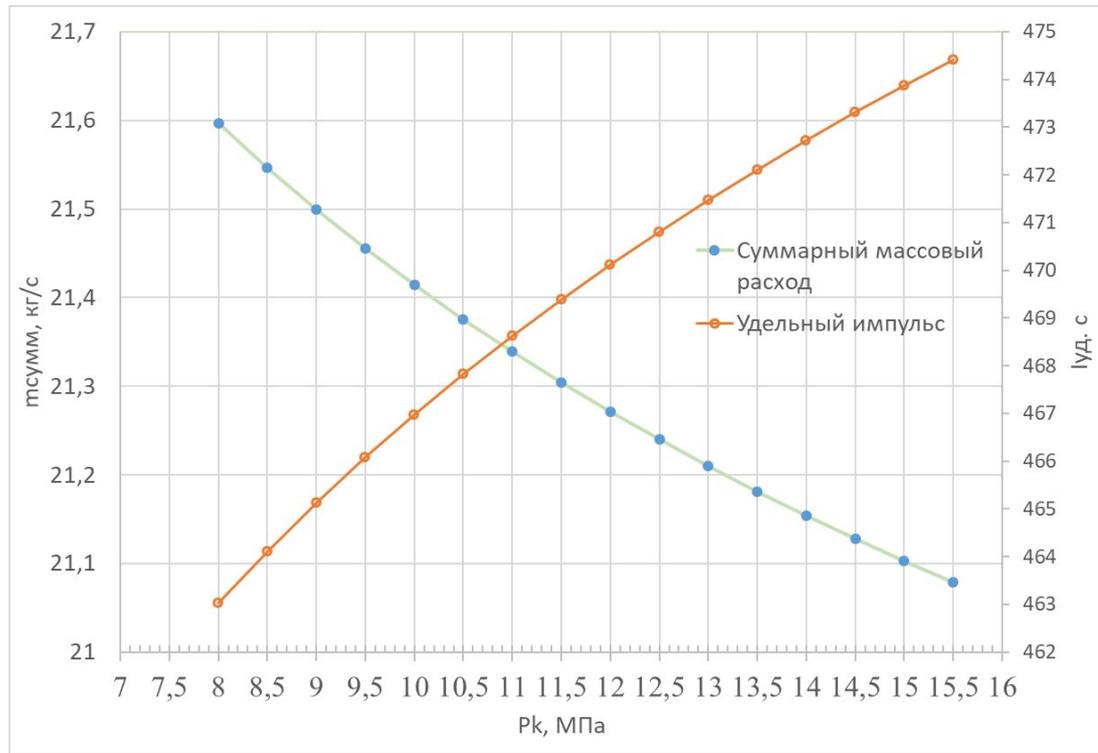


Рисунок 4.1. – Зависимость суммарного массового расхода в двигатель и УИТ от давления в КС

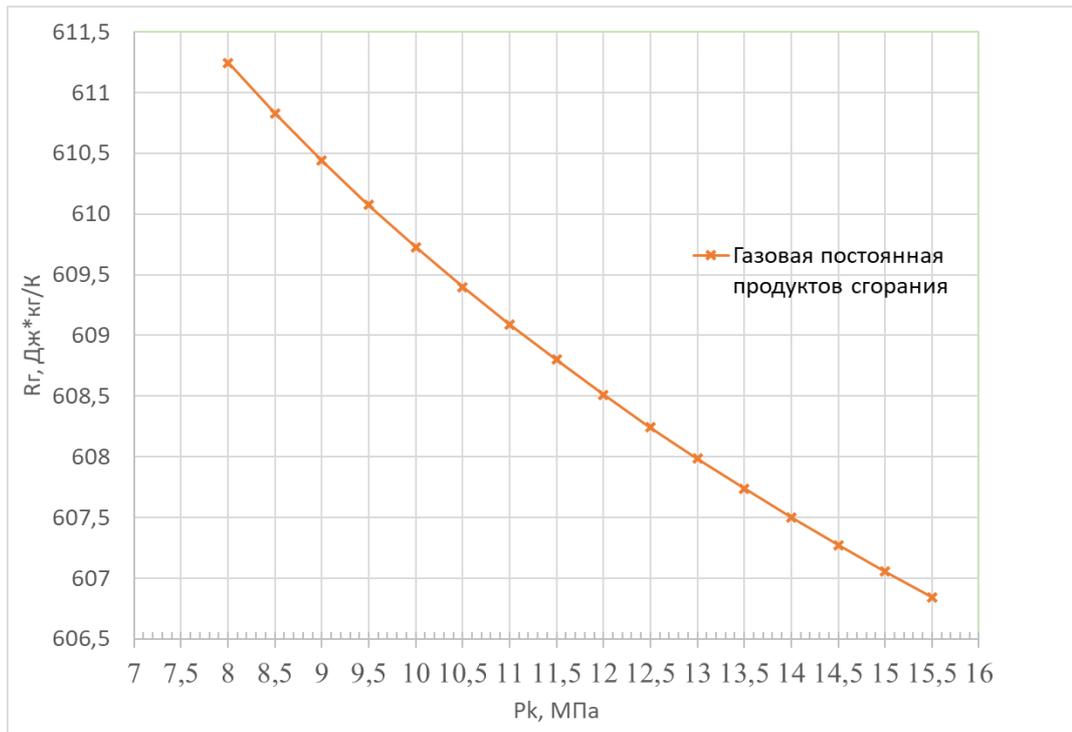


Рисунок 4.2. – Зависимость газовой постоянной от давления в КС

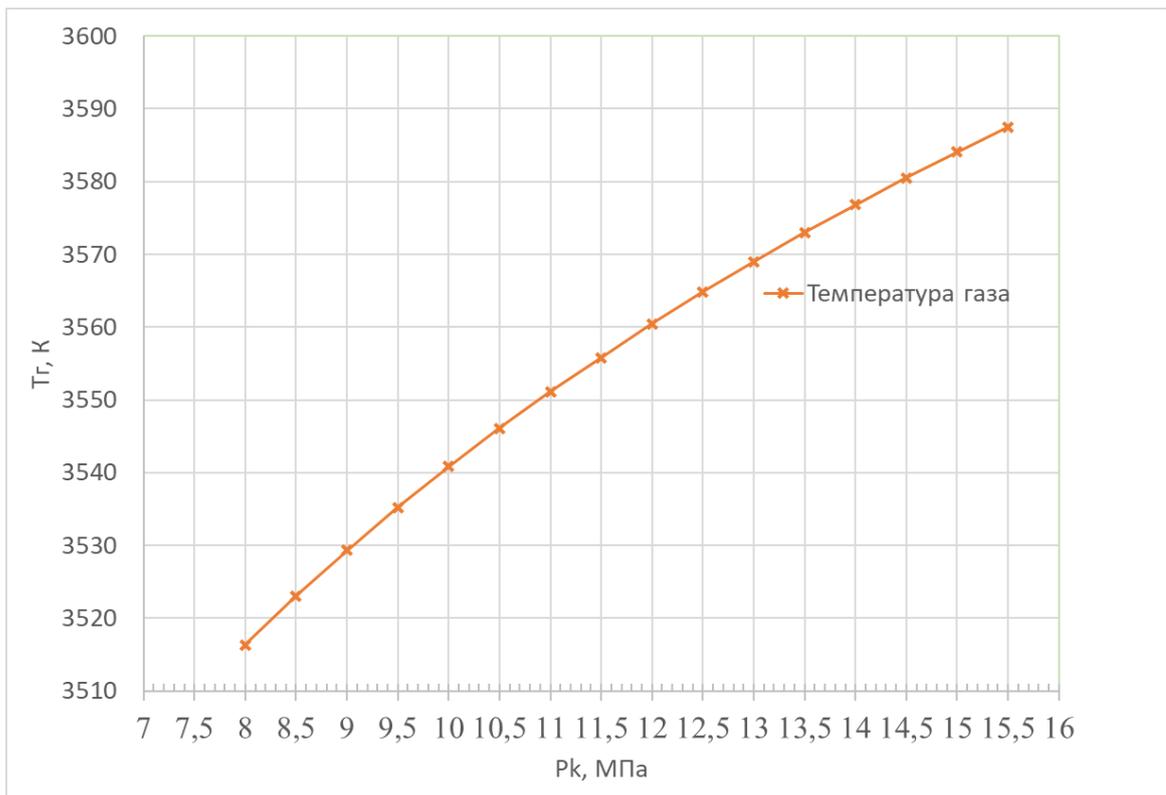


Рисунок 4.3. – Зависимость температуры продуктов сгорания от давления в КС

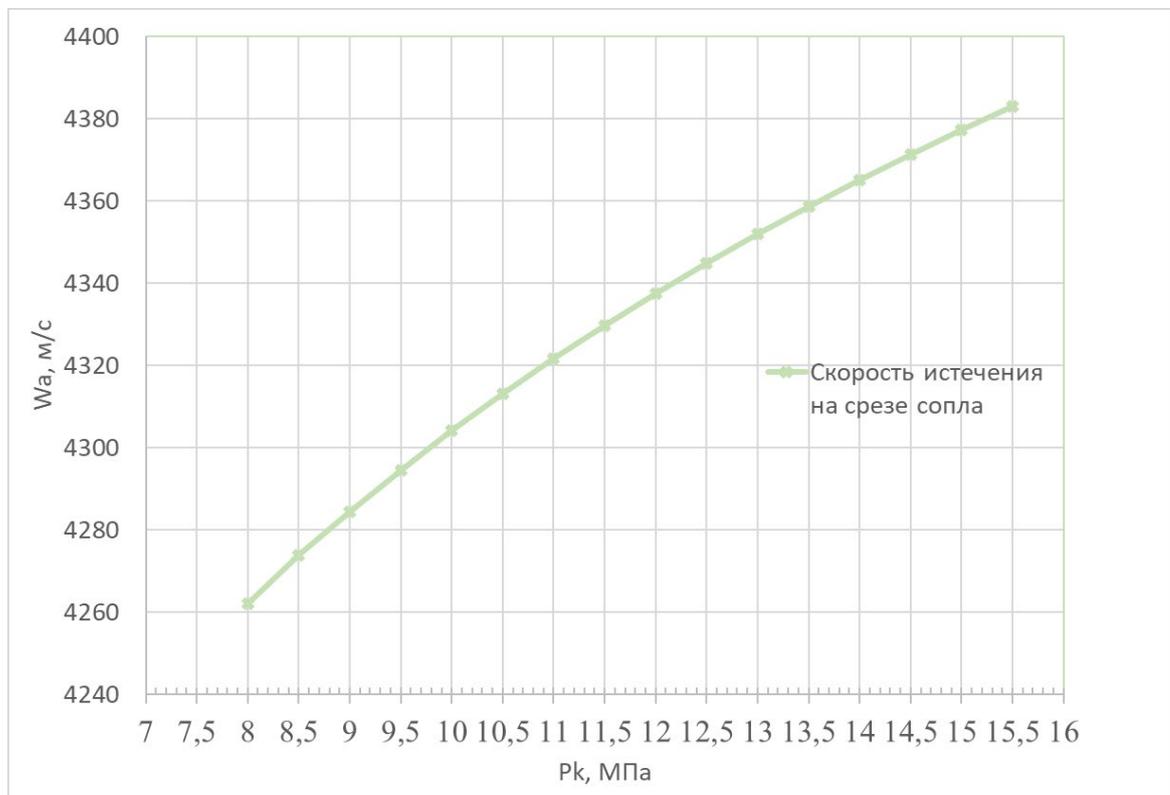


Рисунок 4.4. – Зависимость скорости истечения на срезе сопла от давления в КС

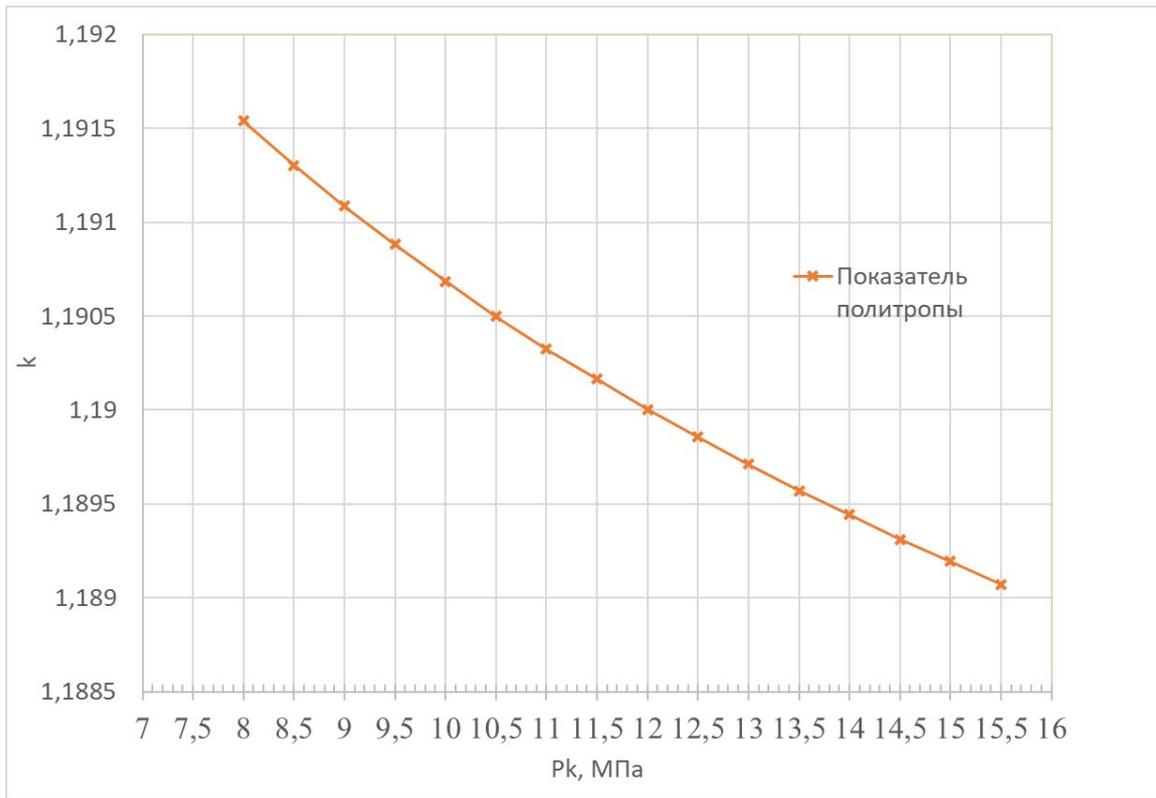


Рисунок 4.5. – Зависимость изменения показателя адиабаты от давления в КС

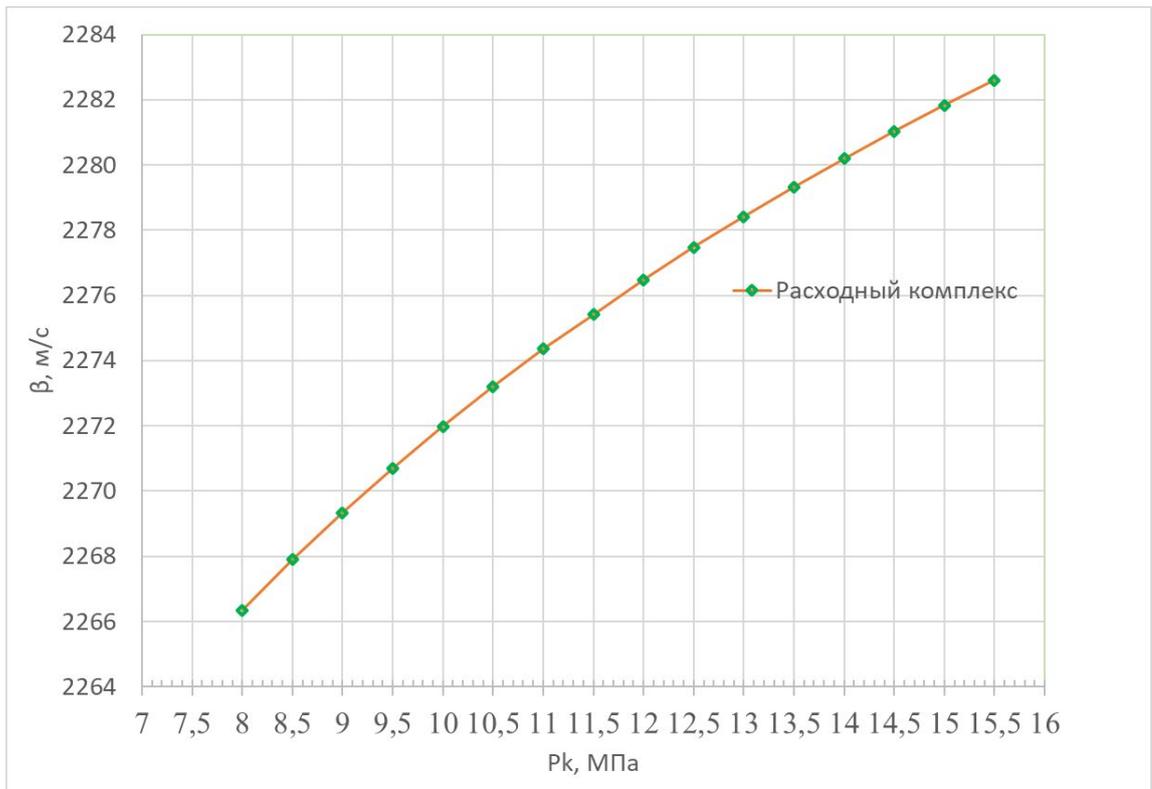


Рисунок 4.6. – Зависимость изменения расходного комплекса от давления в КС

4.1.3. Зависимость геометрических параметров

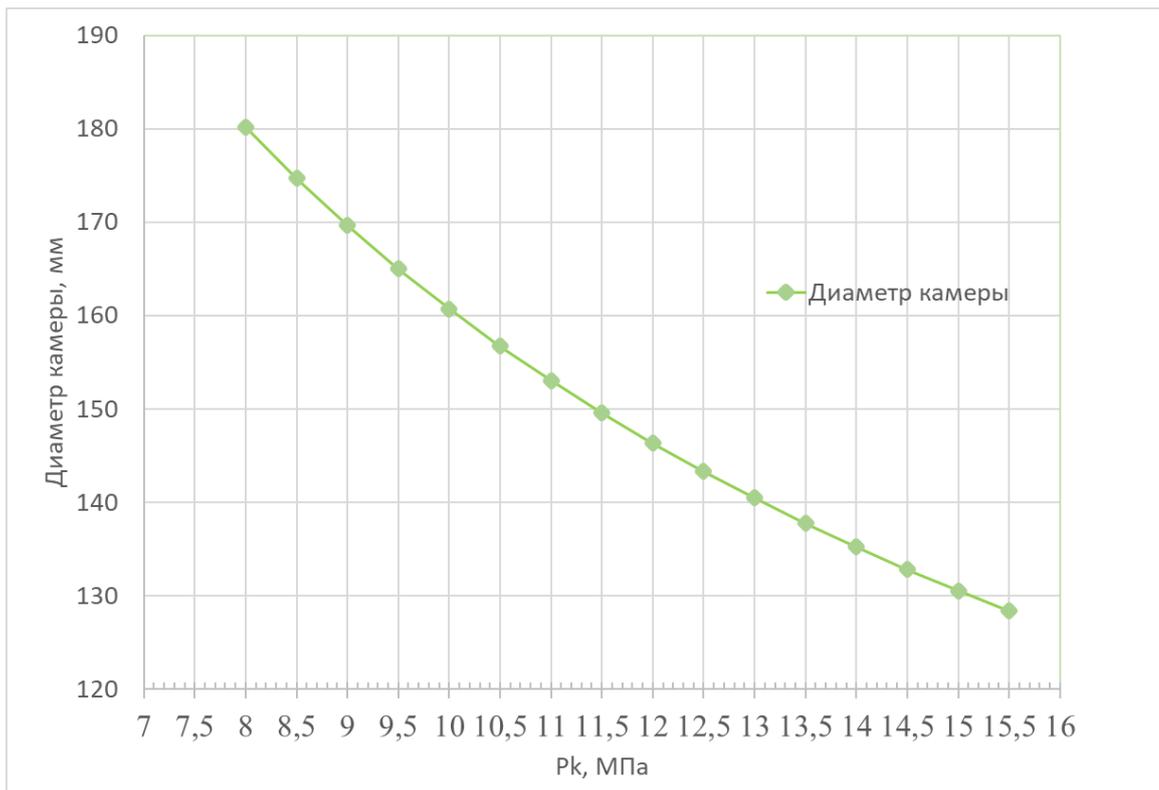


Рисунок 4.7. – Изменение диаметра камеры от давления в КС

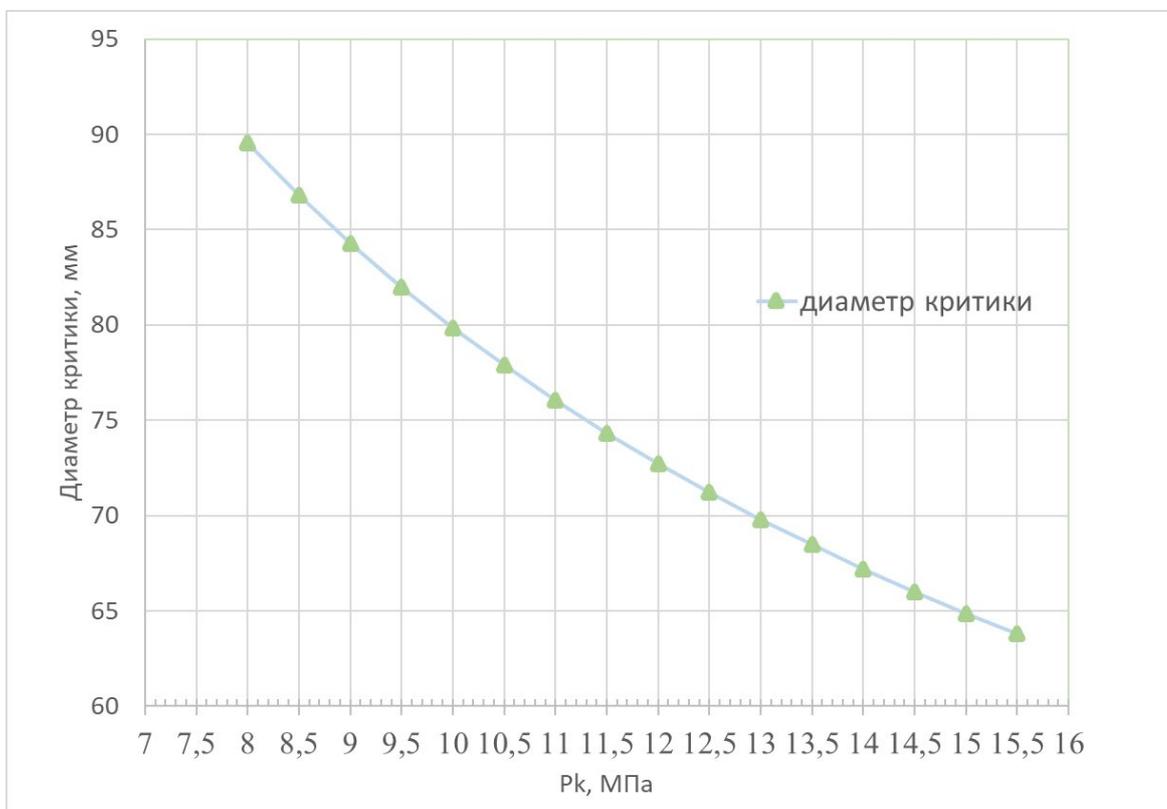


Рисунок 4.8. – Изменение диаметра критики от давления в КС

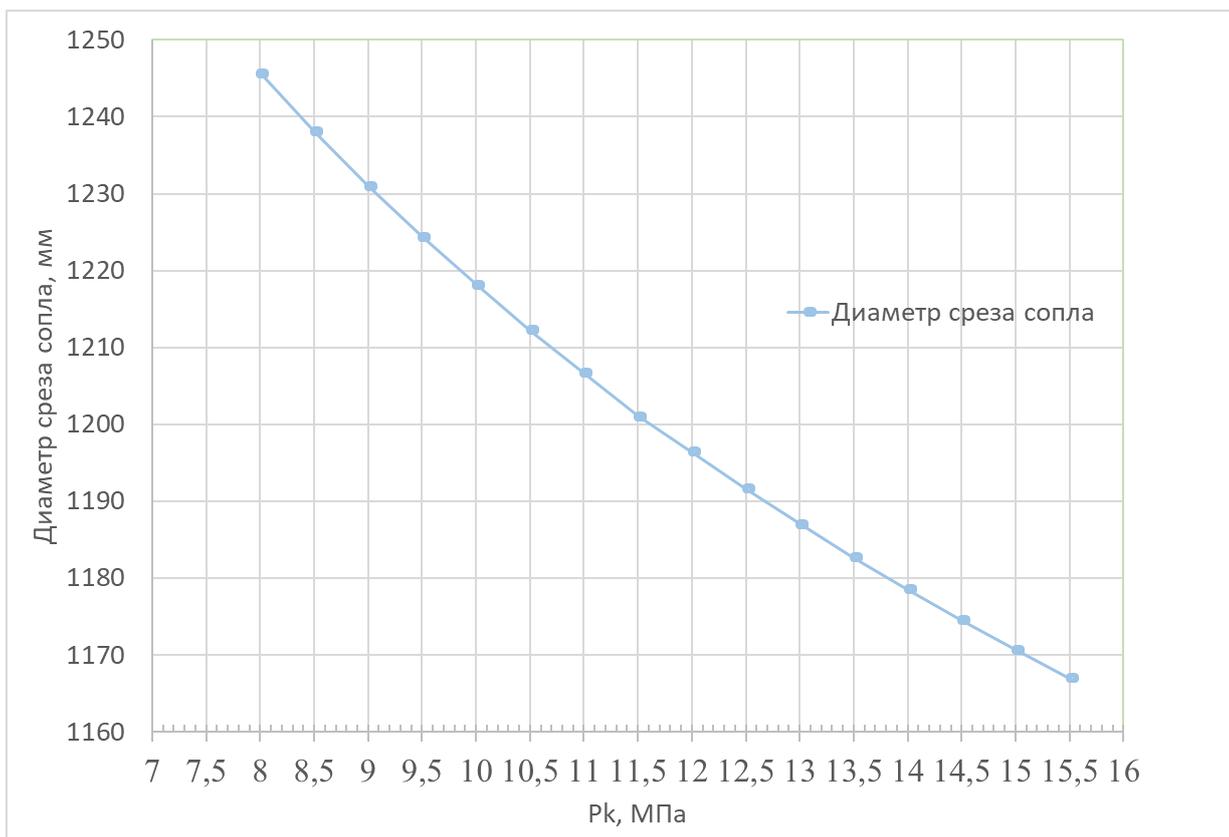


Рисунок 4.9. – Изменение диаметра среза от давления в КС

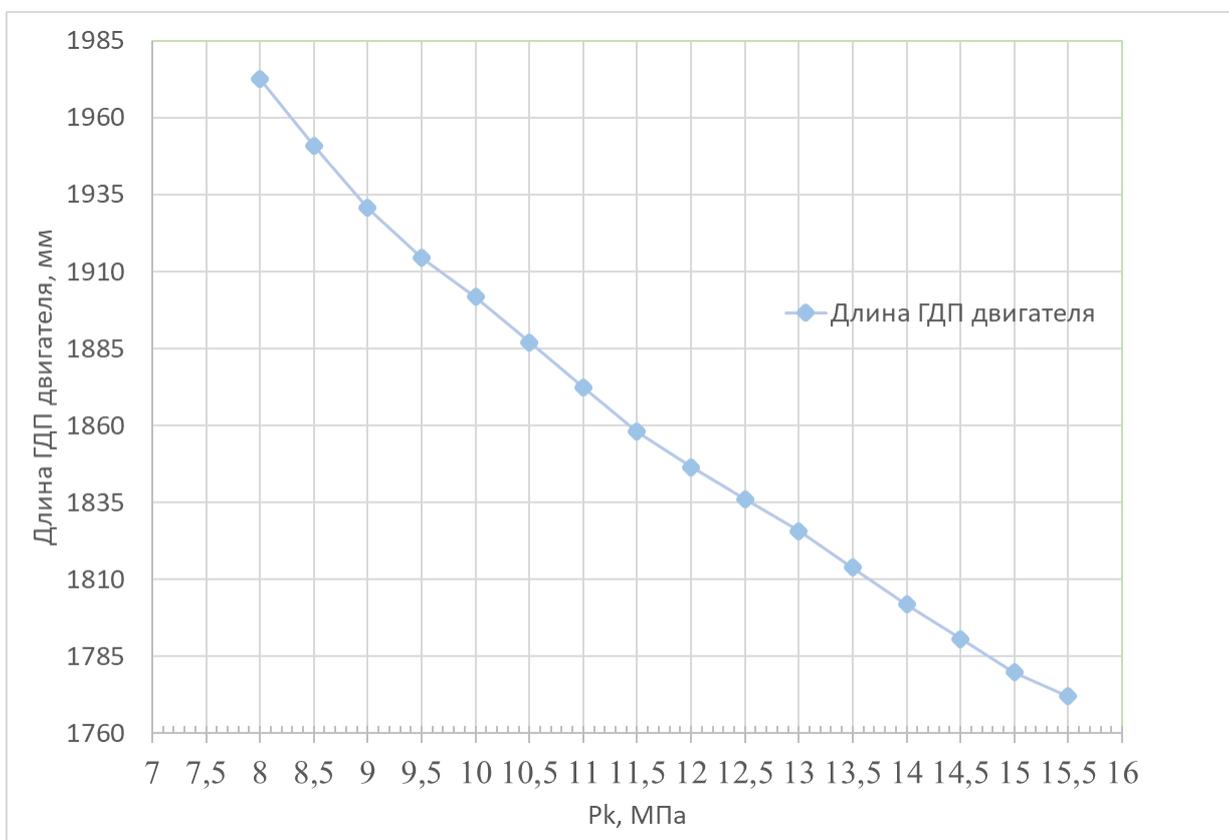


Рисунок 4.10. – Изменение длины ГДП от давления в КС

4.2. Расчёт охлаждения двигателя с давлением в камере сгорания 8 МПа и 10,5 МПа

Согласно расчёту энергетической увязки двигателя, получены параметры на входе в ТО. Эти значения зафиксированы и назначены в виде граничных условий на входе в ТО.

Для повышения давления в КС необходимо увеличить подогрев хладагента в ТО при умеренном ТС конструкции корпуса камеры и сопла. Увеличение подогрева хладагента возможно за счёт размещения газовых рёбер внутри КС. Газовые рёбра выполняют роль интенсификаторов теплообмена и увеличивают площадь боковой поверхности со стороны газа, которая влияет на подогрев.

В данной подглаве анализируется предельно возможный подогрев горючего при умеренном ТС конструкции корпуса ЖРД. В следующей подглаве приводятся зависимости влияния высоты рёбер на подогрев и температуру самих рёбер.

В двигателе используется два метода теплозащиты корпуса двигателя: проточное охлаждение горючим, с регенерацией (возвращением) тепла обратно в корпус двигателя и радиационное охлаждение с применением соплового насадка, изготовленного из углерод-углеродного композиционного материала.

Полный ГДП ЖРД с сопловым насадком представлен на рисунке 4.12.

Далее в расчётах охлаждения сопловой углеродный насадок не учитывается и рассматривается только сегмент двигателя с организацией регенеративно-проточного охлаждения.

Схема охлаждения охлаждаемой части ЖРД без соплового насадка с основными параметрами на входе в ТО представлена на рисунке 4.13.

Для дополнительного охлаждения газовых продольных рёбер ещё холодным водородом предложена и рассчитана прямоточная схема охлаждения, в которой хладагент подаётся в КС и выходит в районе сечения среза с координатой 1240,7 мм и диаметром 960,59 мм.

В расчёте регенеративного проточного охлаждения камера и сопло было разбито на 1631 расчётное сечение.

Зависимость температуры после ТО от давления в КС приведено на рисунке 4.11.

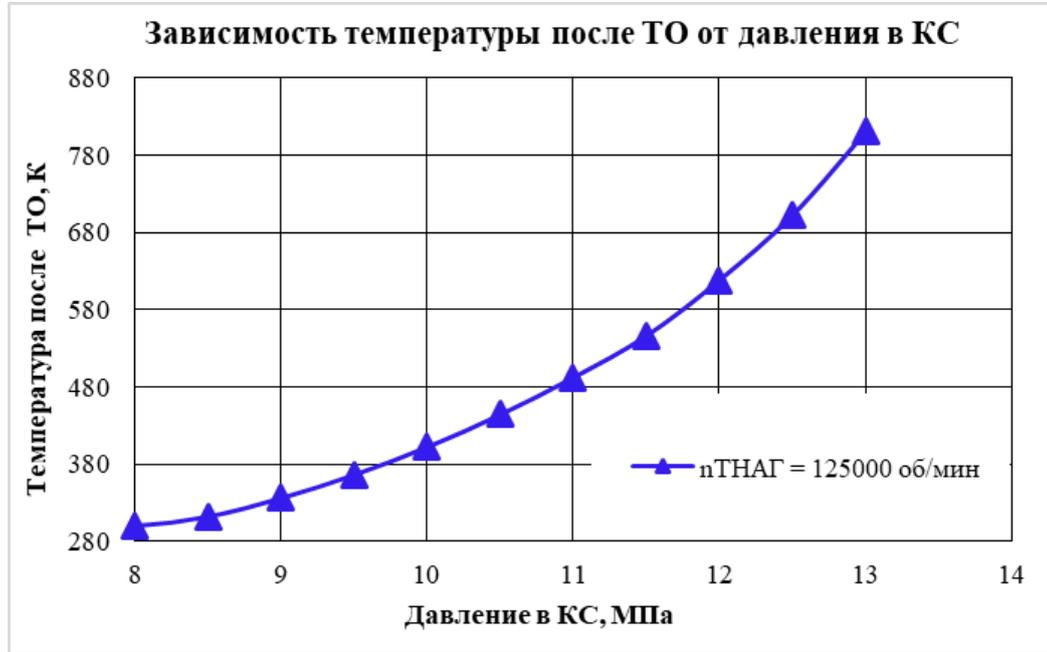


Рисунок 4.11. – Зависимость температуры после ТО от давления в КС

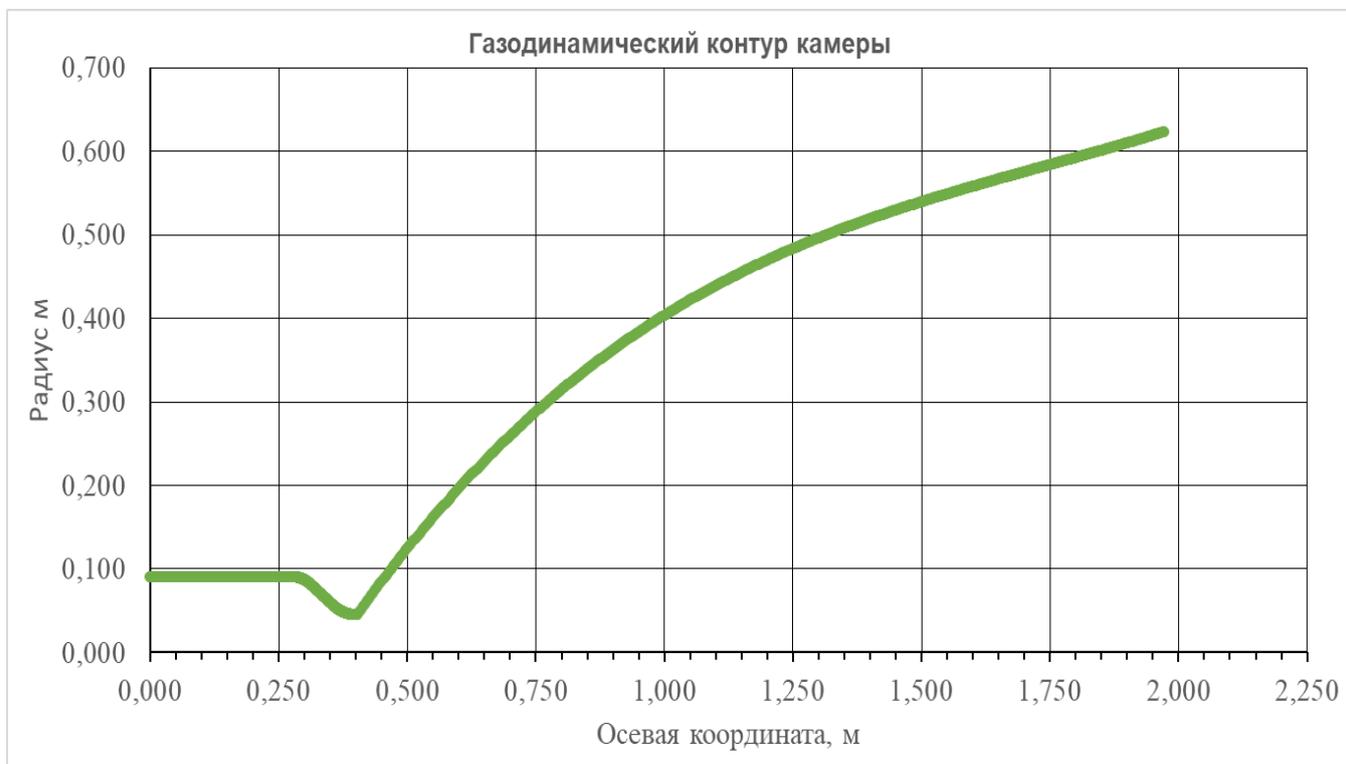


Рисунок 4.12. – Полный ГДП двигателя РД 0146

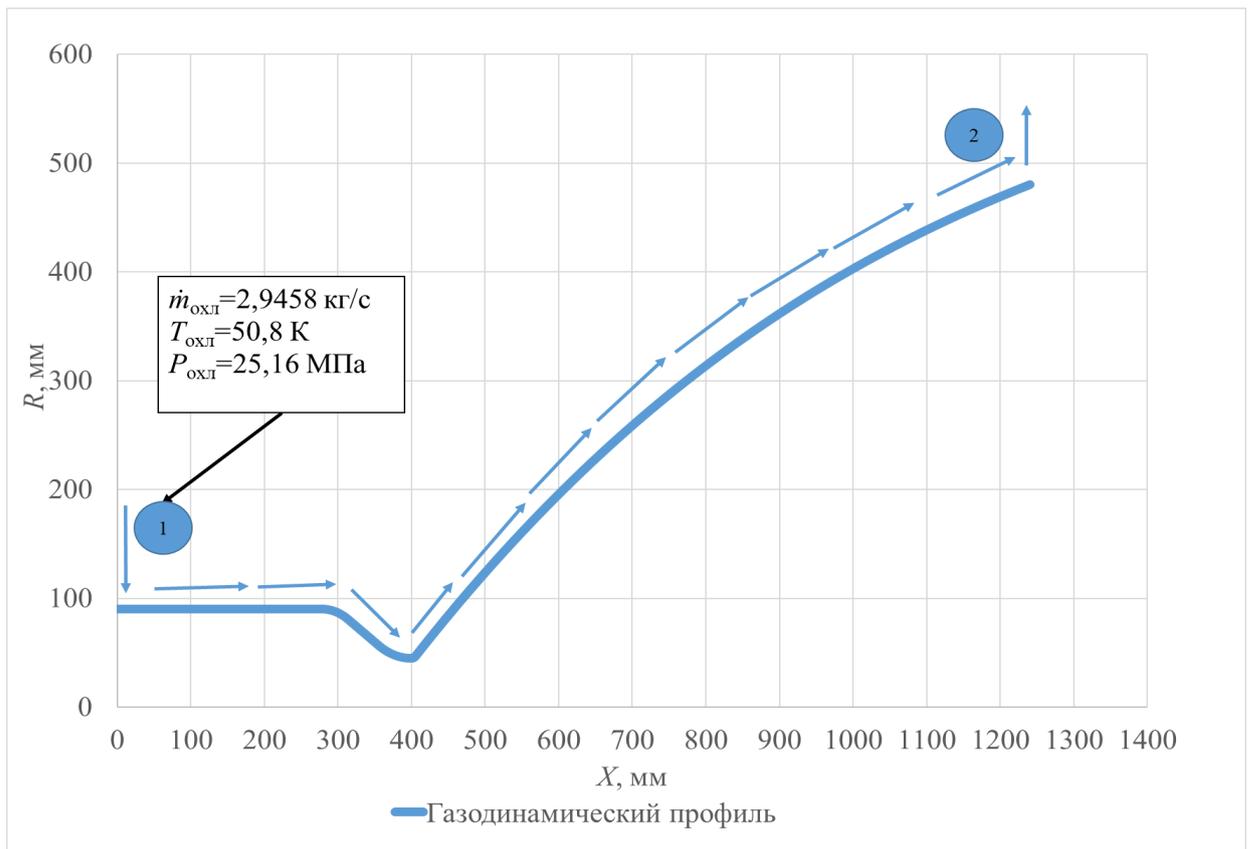


Рисунок 4.13. – Предложенная схема охлаждения двигателя РД 0146

4.2.2. Геометрия ТО с давлением в камере 8 МПа

Геометрия оребрения ТО представлена в таблице 4.2 и на рисунках 4.15 и 4.16.

Изменение гидравлического диаметра, площади боковой поверхности и площади проходного сечения канала представлена на рисунках 4.17-4.19.

Расчётная схема фрезерованного оребрённого канала представлена на рисунке 4.14.

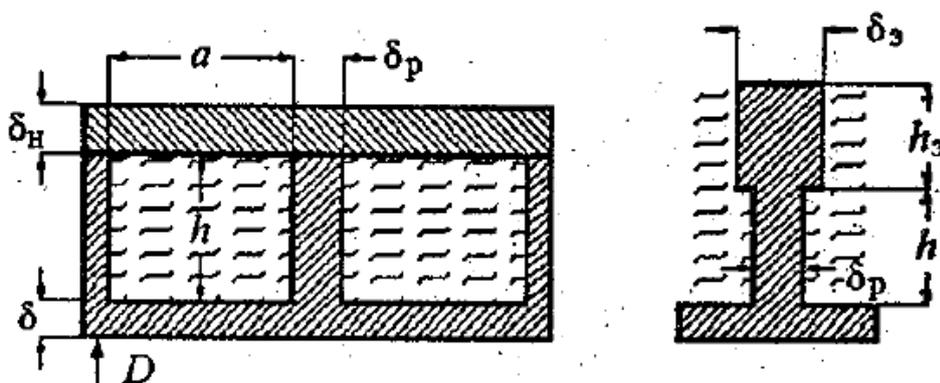


Рисунок 4.14. – Расчётная схема фрезерованного оребрённого канала

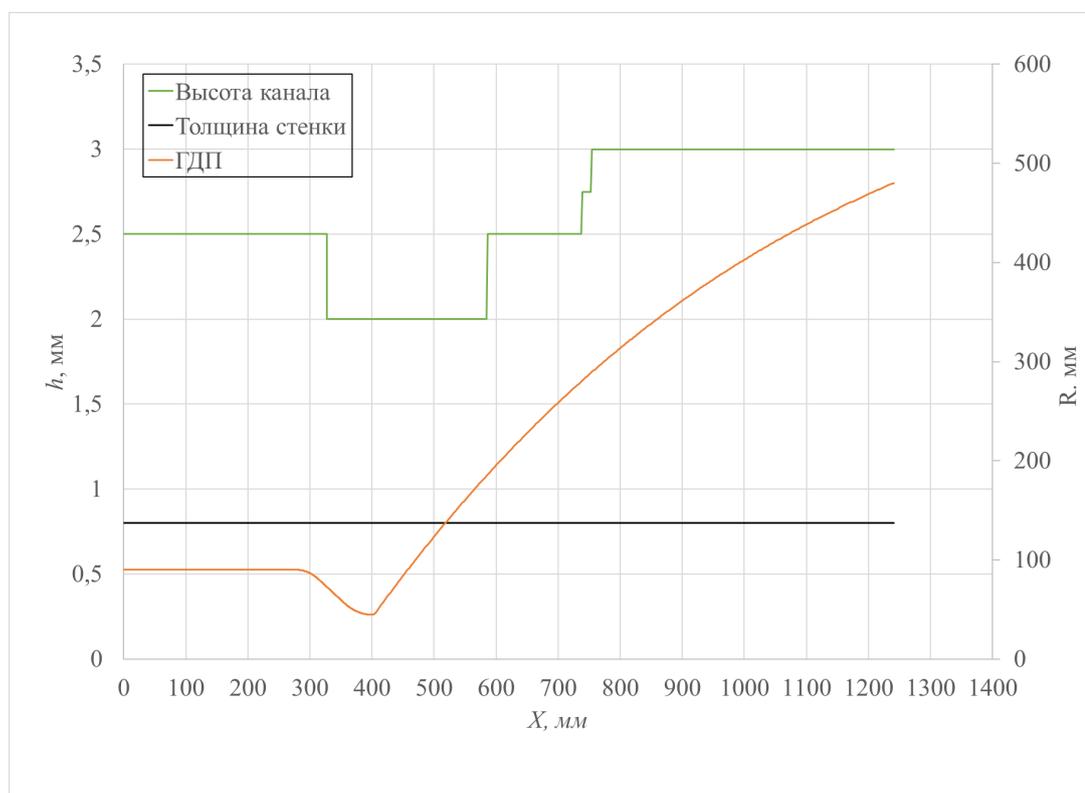


Рисунок 4.15. – Изменение высоты канала и толщины огневой стенки в ТО по длине ГДП

Скачкообразное распределение гидравлического диаметра и площади боковой поверхности на рисунке 4.17 и 4.19 связано с изменением числа рёбер и высот каналов. В около критической части с сужением каналов идёт уменьшение гидравлического диаметра, так как уменьшается диаметр ГДП при неизменном числе рёбер. После критического сечения гидравлический диаметр увеличивается, это связано с увеличением ширины проточного канала.

Характер поведения площади боковой поверхности представленной на рисунке 4.18 объясняется разным шагом отрезков dx между сечениями в цилиндрической и входной части камеры. Во входной части камеры количество сечений разбиения ≈ 720 , когда в цилиндрической части ≈ 480 , следовательно и площадь боковой поверхности во входной части камеры будет меньше.

Таблица 4.2. – Геометрические параметры ГО двигателя РД – 0146

Параметр	Значение параметра						
	1	2		3	4		
Номер секции							
Осевая координата, мм	0–278,14	278,3–326,9	327,17–465,29	467,28–584,28	586,27–736,9	738,97-753	754-1240
Диаметр, мм	180,2	180,2-146,09	145,89–192,61	195,7–369,49	372,22-559	562-577	579-960,6
Высота канала, h, мм	2,5		2		2,5	2,75	3
Толщина огневой стенки, δ, мм	0,8						
Толщина наружной стенки, δн, мм	2						
Толщина ребра, δр, мм	1,5	1,2					
Количество рёбер, n, штук	150	110		220	440		
Шаг по торцу ребра, tr, мм	3,86	5,26–4,28	4,26–5,6	2,84–5,32	2,68–4,02	4,04–4,15	4,17-6,89
Ширина канала на основании ребра, а, мм	2,3	3,99–3,01	3,01–4,34	1,61–4,09	1,46-2,8	2,82-2,93	2,94-5,67



Рисунок 4.16. – Изменение числа рёбер в ТО по длине ГДП

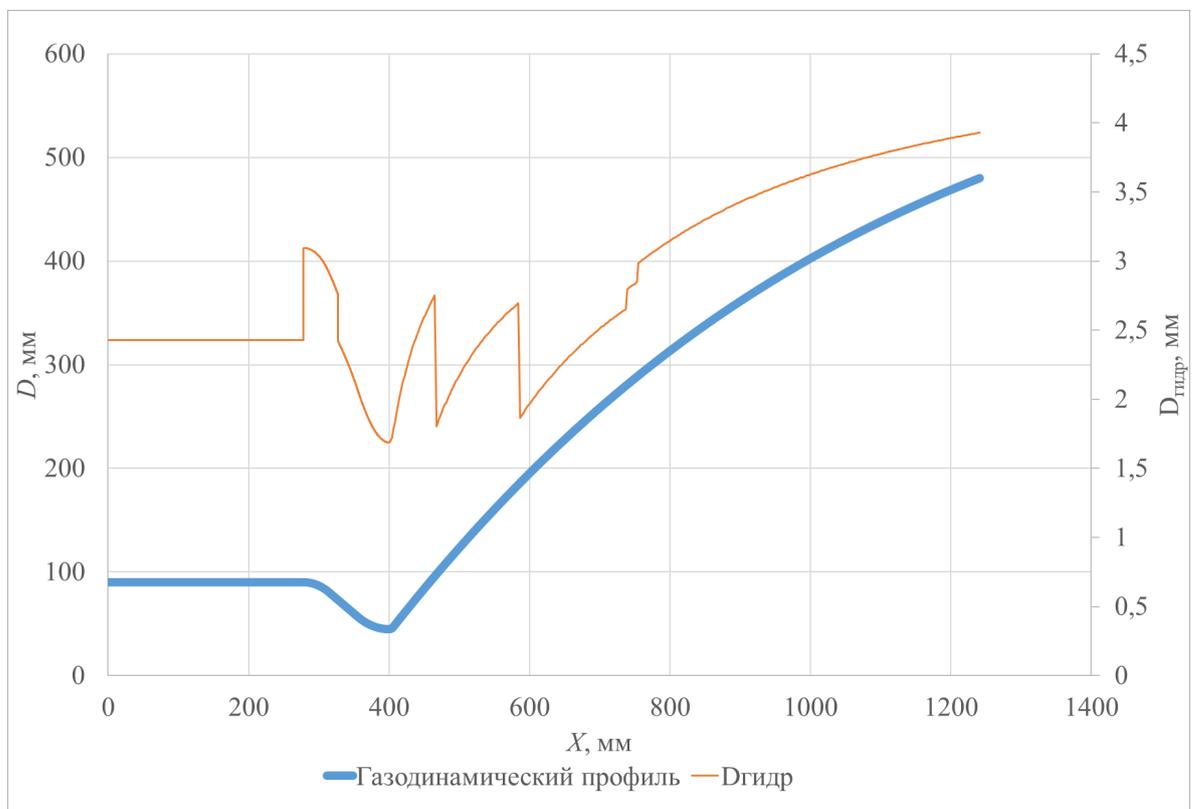


Рисунок 4.17. – Изменение гидравлического диаметра в ТО по длине ГДП

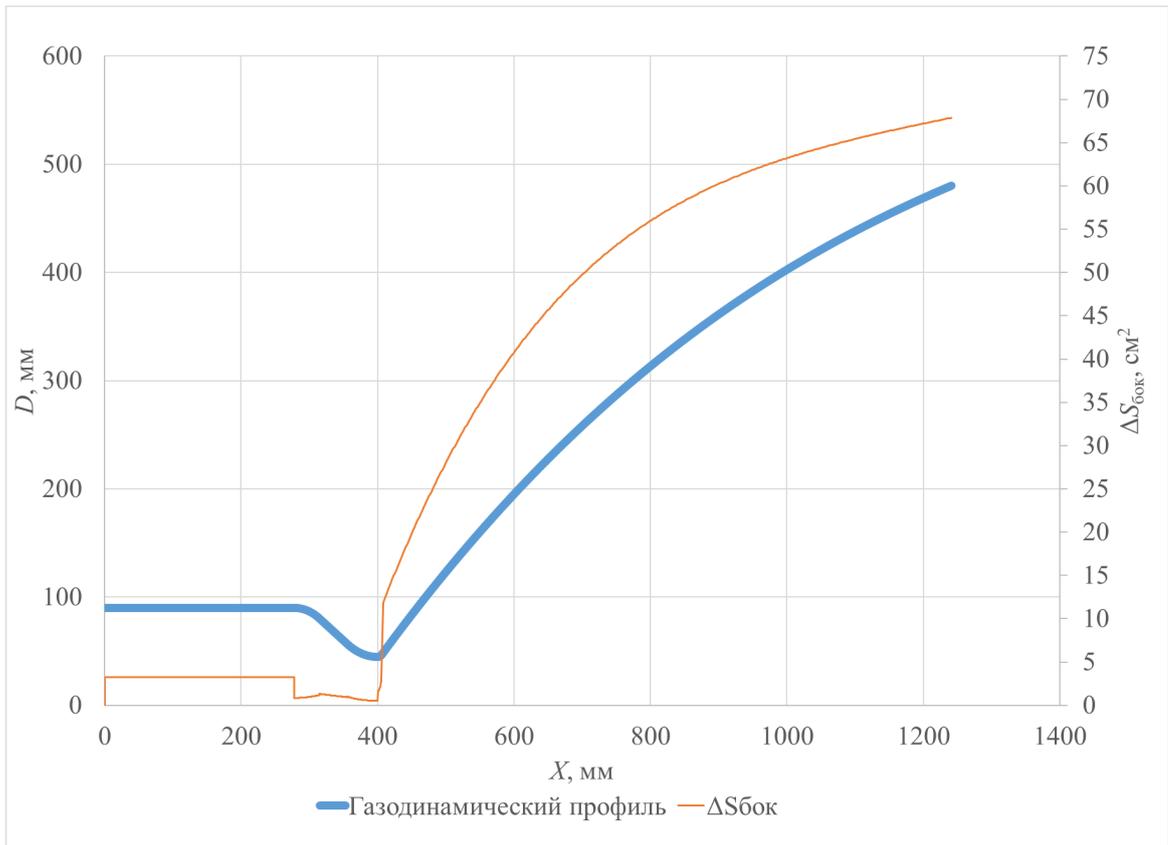


Рисунок 4.18. – Изменение площади боковой поверхности по длине ГДП

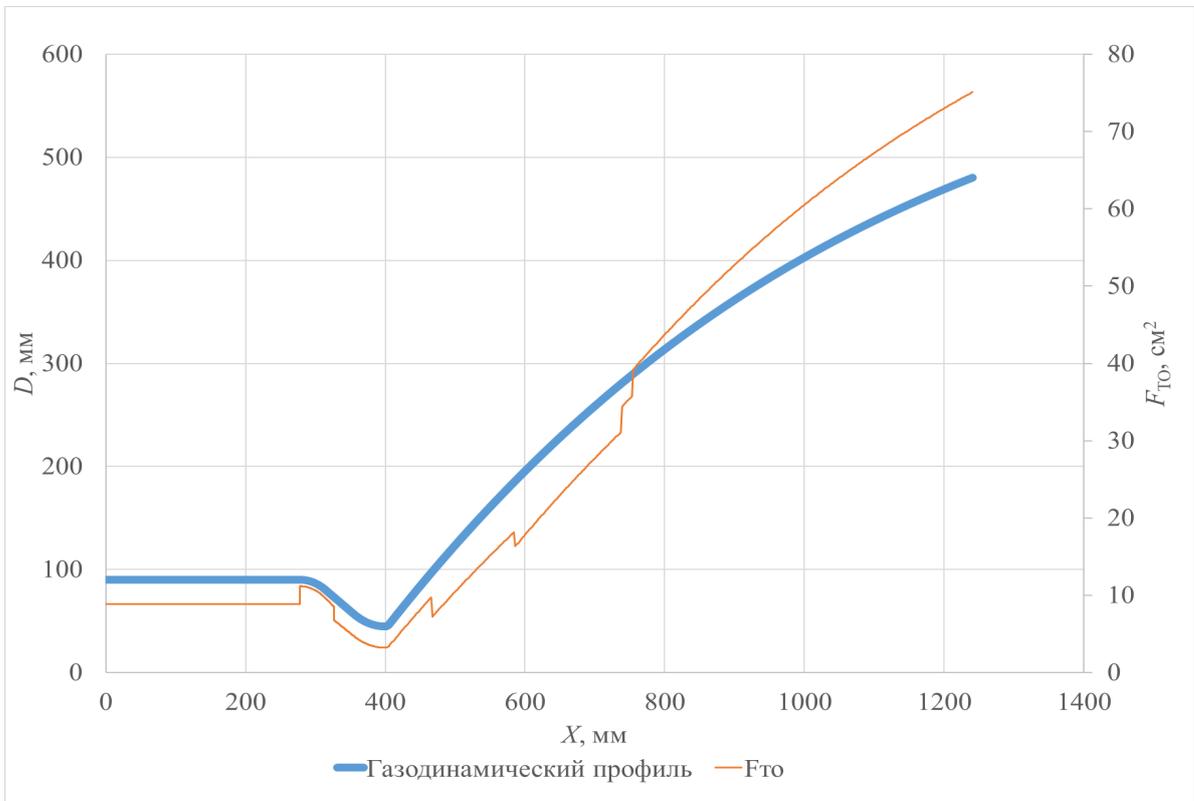


Рисунок 4.19. – Изменение площади проходного сечения канала ТО по длине

ГДП

4.2.3. Расчёт охлаждения без внутренних рёбер внутри камеры с давлением в КС 8 МПа

Изменение температуры и давления охладителя представлено на рисунках 4.20 и 4.21.

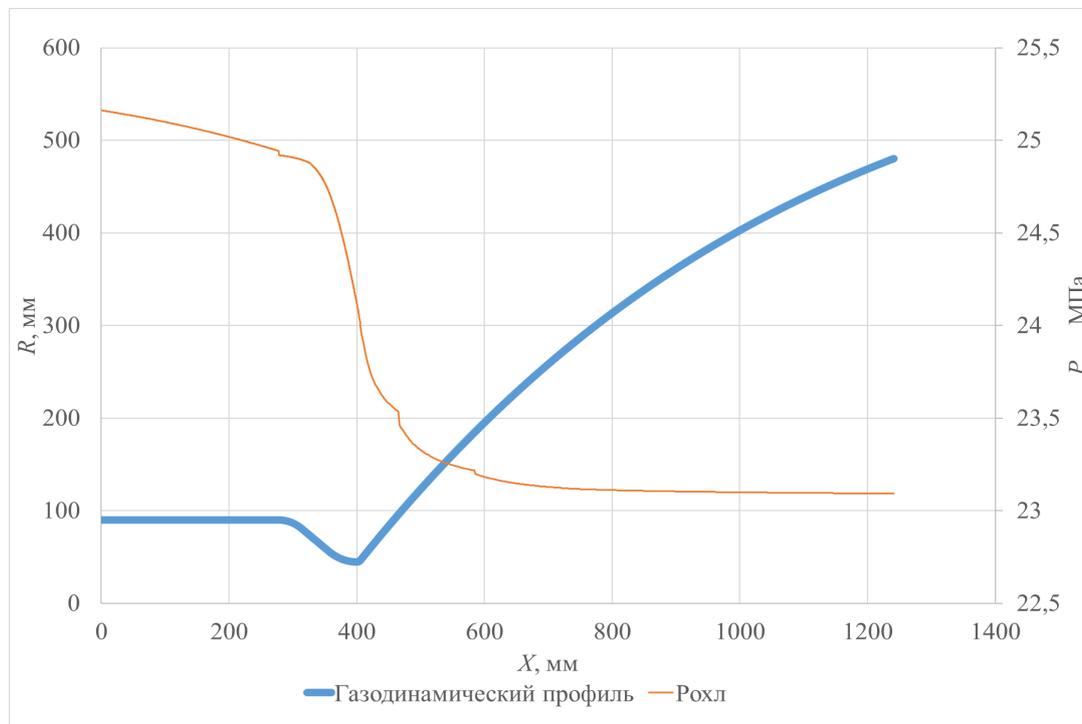


Рисунок 4.20. – Изменение давления охладителя по длине ГДП

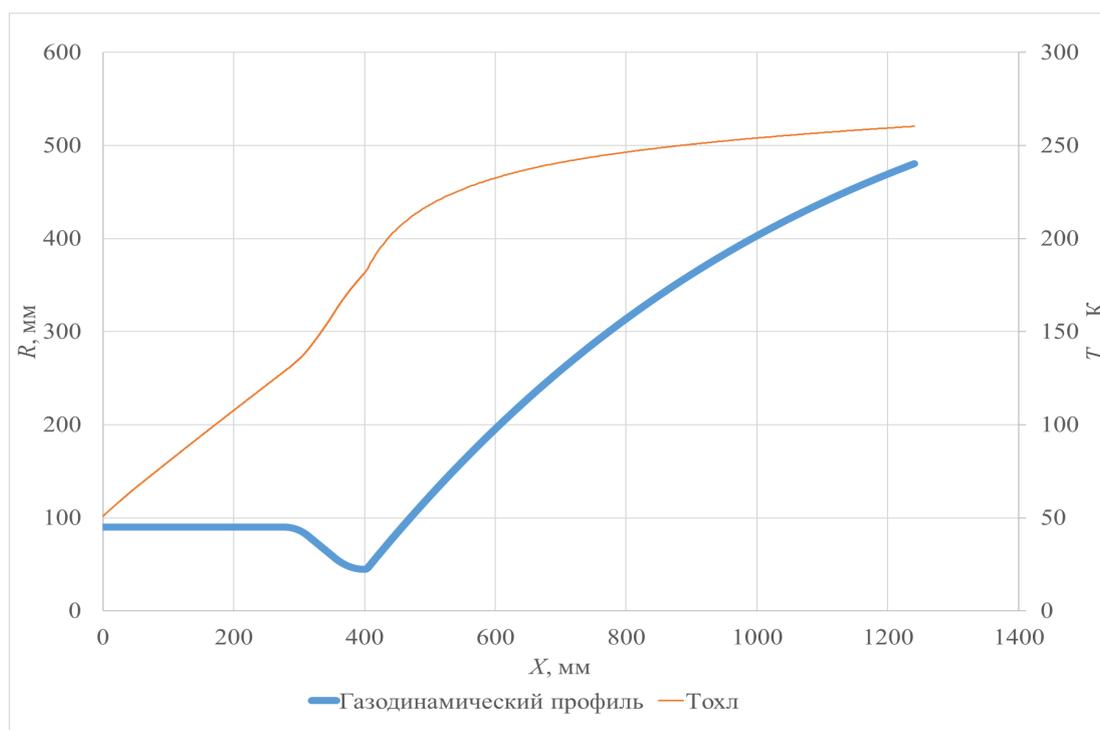


Рисунок 4.21. – Изменение температуры охладителя по длине ГДП

Изменение скорости охладителя и Числа Рейнольдса по длине ГДП представлено на рисунках 4.22 и 4.23.

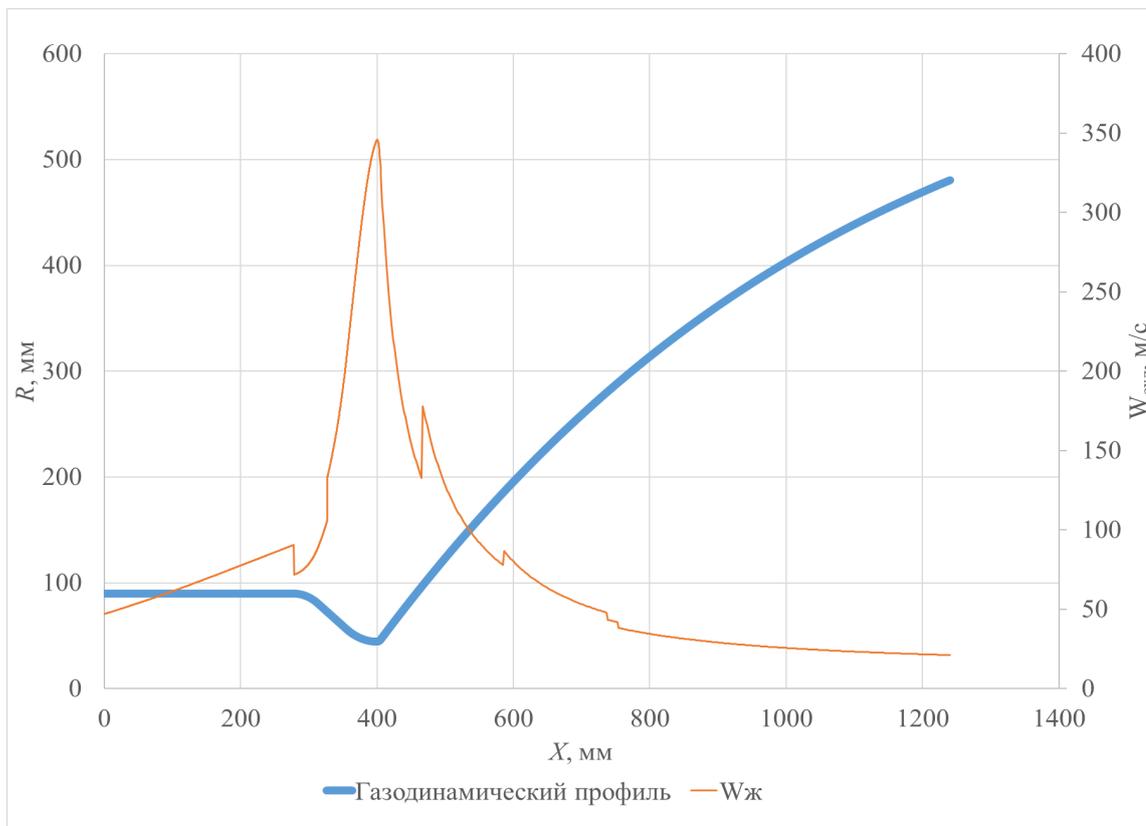


Рисунок 4.22. – Изменение скорости охладителя в ТО по длине ГДП

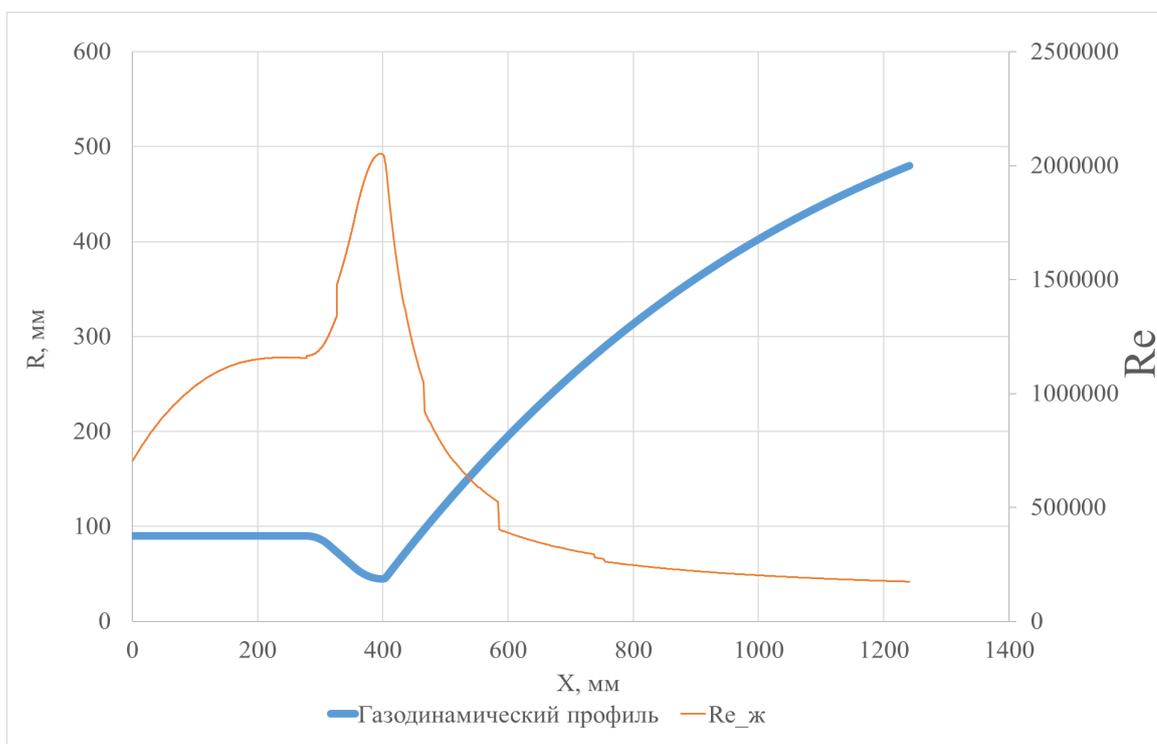


Рисунок 4.23. – Изменение числа Рейнольдса в ТО по длине ГДП

Изменение коэффициента теплоотдачи и плотности конвективного теплового потока представлено на рисунках 4.24 и 4.25.

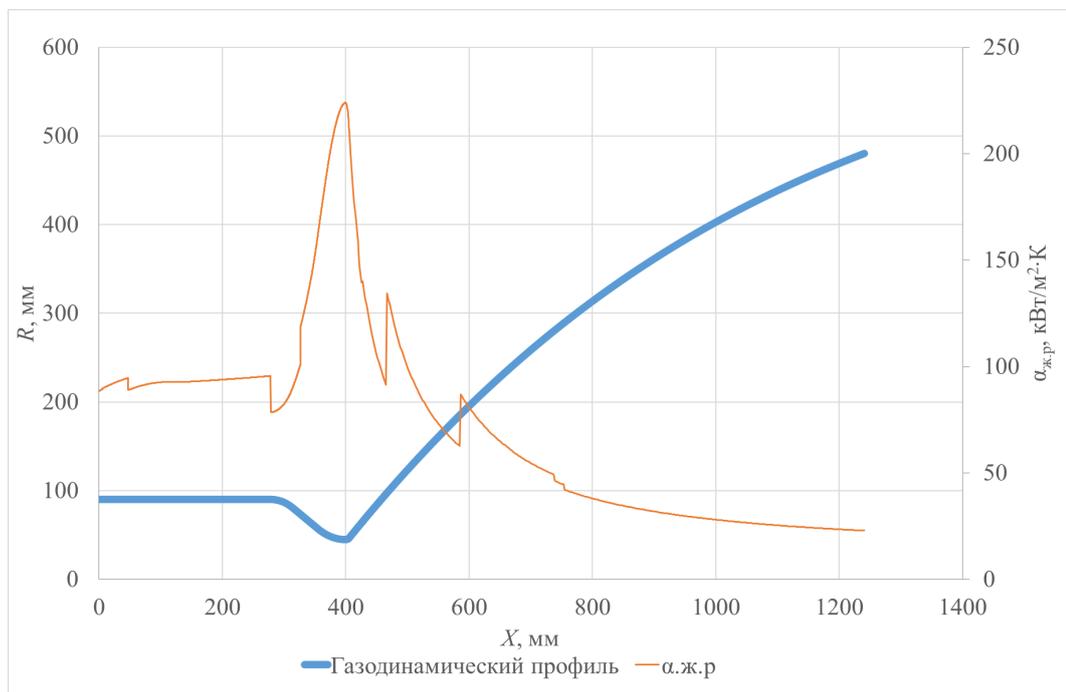


Рисунок 4.24. – Изменение коэффициента теплоотдачи с учётом оребрения по длине ГТП

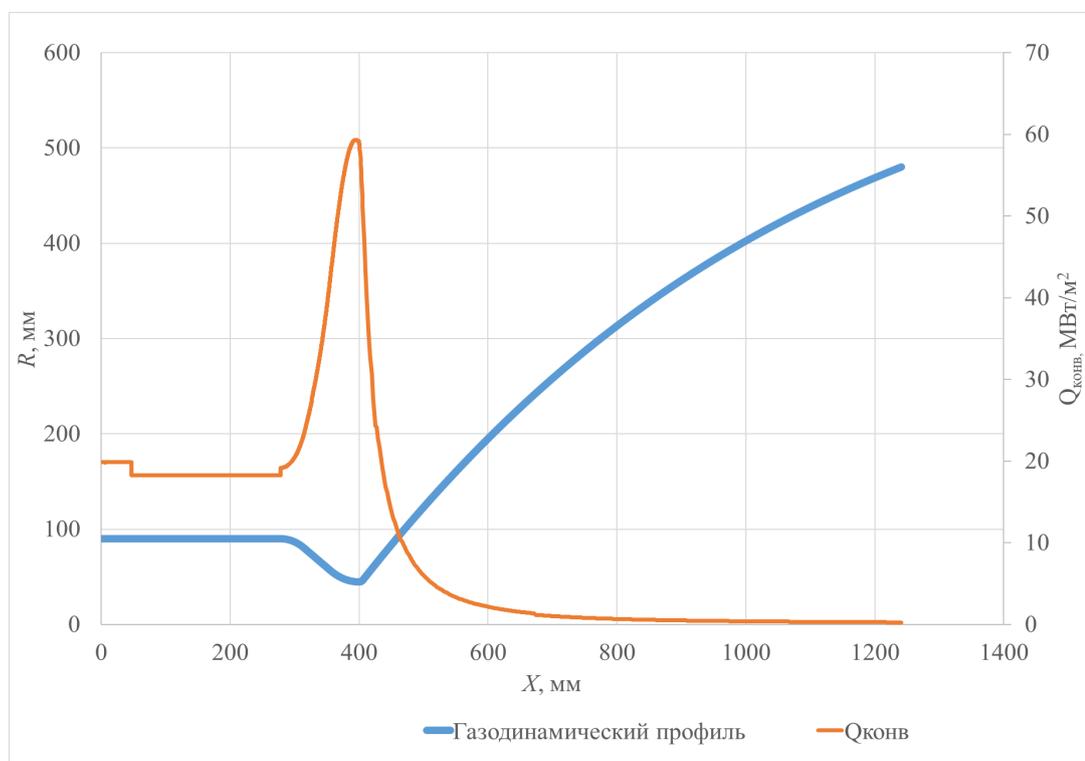


Рисунок 4.25. – Изменение плотности конвективного теплового потока по длине ГТП

Изменение лучистого теплового потока и ТС внутренней стенки представлено на рисунках 4.26 и 4.27.

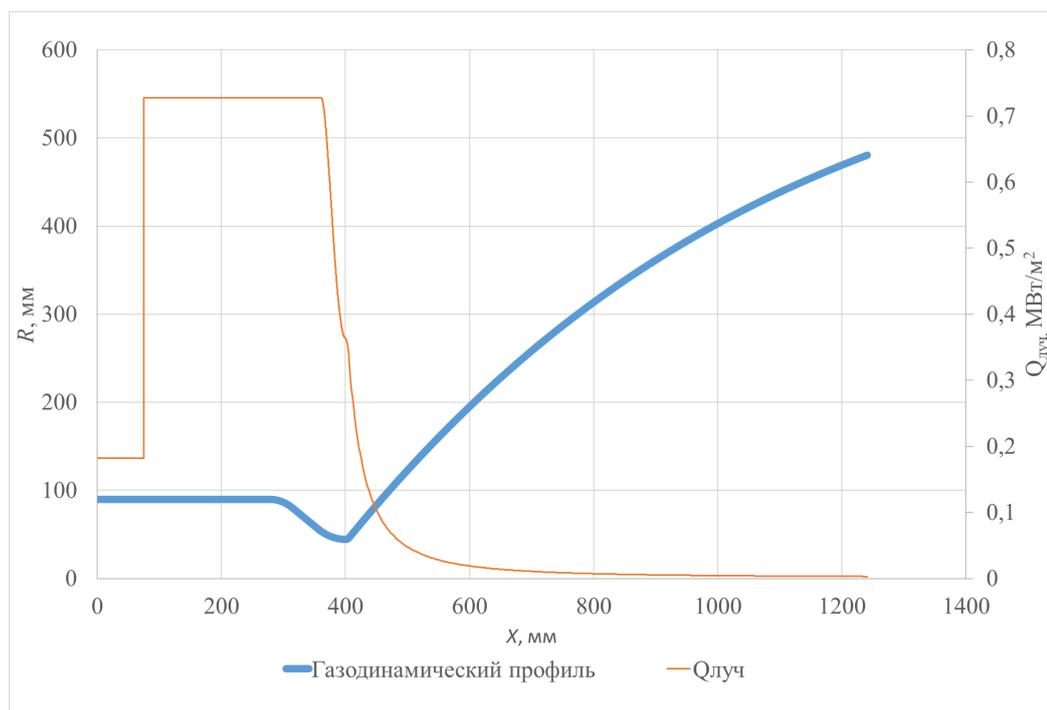


Рисунок 4.26. – Изменение плотности лучистого теплового потока по длине
ГДП

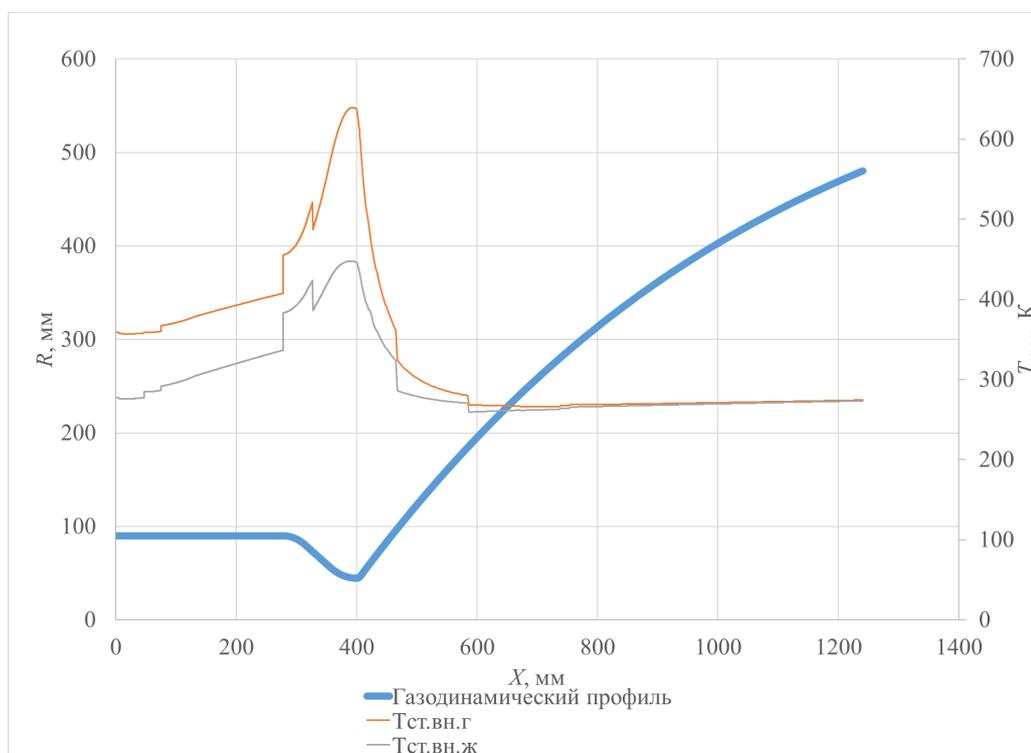


Рисунок 4.27. – ТС внутренней стенки со стороны газа и жидкости по длине
ГДП

ТС наружной силовой стенки представлено на рисунке 4.28.

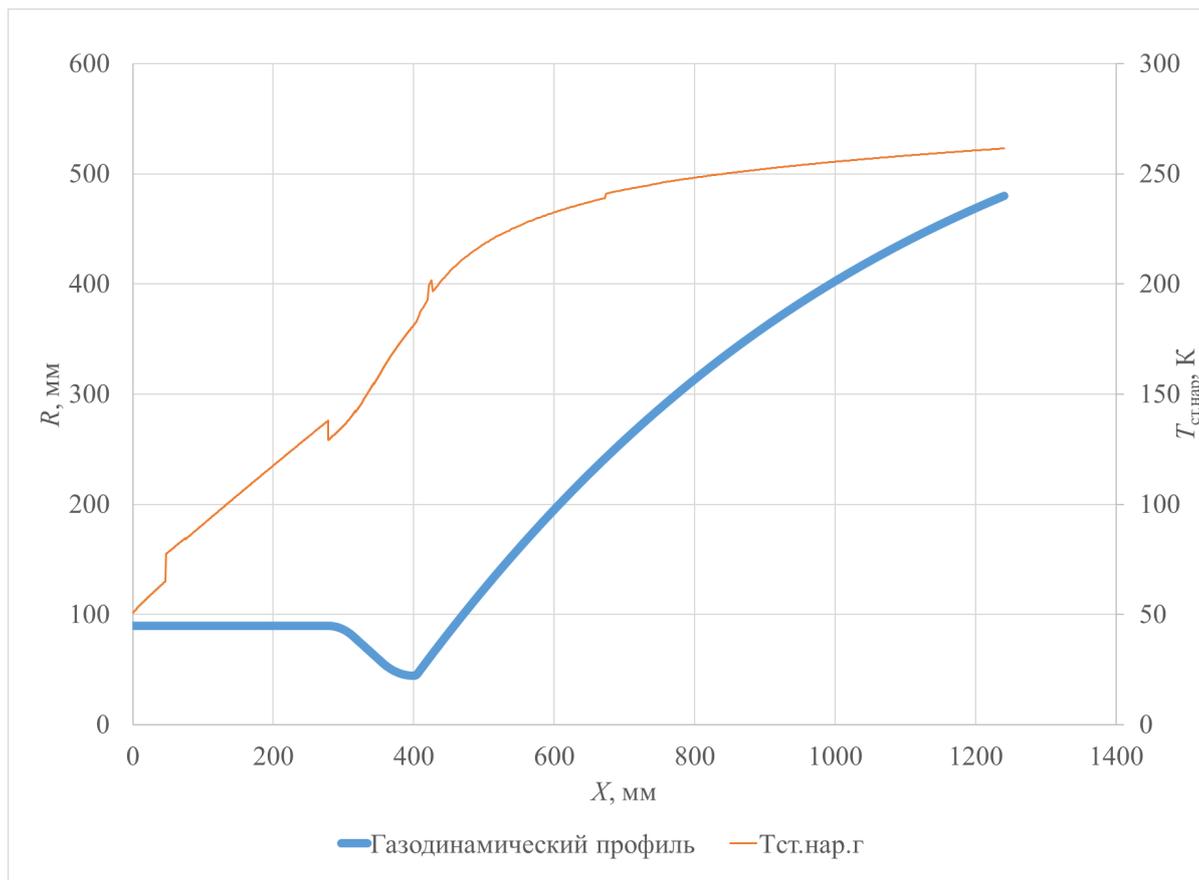


Рисунок 4.28. – ТС наружной силовой стенки по длине ГДП

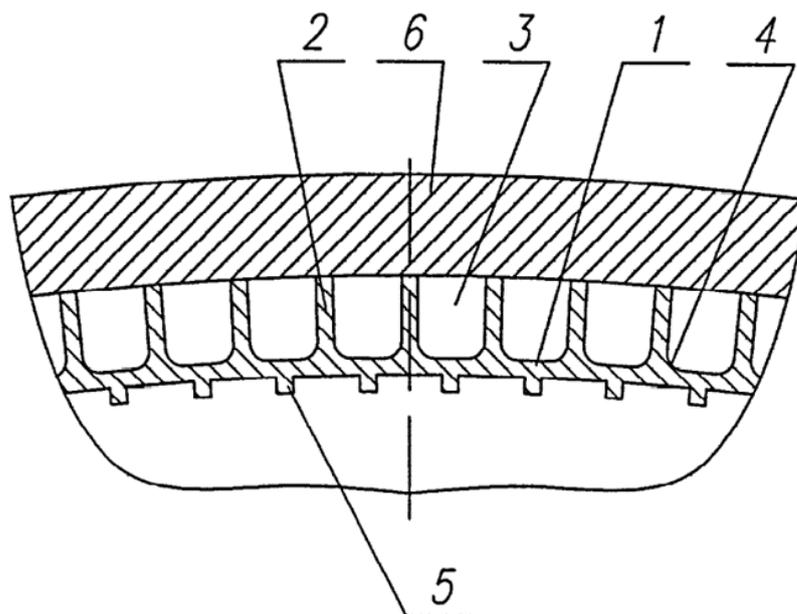
В результате расчёта было получено следующие результаты:

- Температура охладителя на выходе из ТО составила 260 К;
- Давление охладителя на выходе 23,09 МПа;
- Максимальная плотность конвективного теплового потока 58,87 МВт/м²;
- Максимальная скорость охладителя 345,78 м/с;
- Максимальная температура стенки со стороны газа 639,45 К;
- Максимальная температура стенки со стороны жидкости 447,8 К;
- Максимальная температура наружной силовой стенки 261,57 К.

Далее будет проведён расчёт охлаждения с газовыми рёбрами, оценён подогрев охладителя и температура рёбер, температура внутренней и наружной стенок.

4.2.4. Расчёт охлаждения с рёбрами внутри камеры с давлением в КС 8 МПа

Поперечный разрез камеры с внутренним оребрением приведен на рисунке 4.29.



1 – внутренняя оболочка; 2 – основные рёбра; 3 – канал тракта охлаждения; 4 – скругленные по радиусу углы образующих канал ТО; 5 – дополнительные продольные рёбра; 6 – наружная профилированная оболочка.

Рисунок 4.29. – ТО с продольными дополнительными внутренними рёбрами

В таблице 4.3 представлены геометрические параметры внутренних дополнительных рёбер.

Таблица 4.3. – Геометрия внутренних рёбер

Параметр	Значение параметра
Высота ребра, мм	2,8
Толщина ребра, мм	1,2
Количество рёбер, штук	200
Шаг по основанию ребра, мм	2,83
Шаг по торцу ребра, мм	2,91

Изменение температуры и давления охладителя представлено на рисунках 4.30 и 4.31.

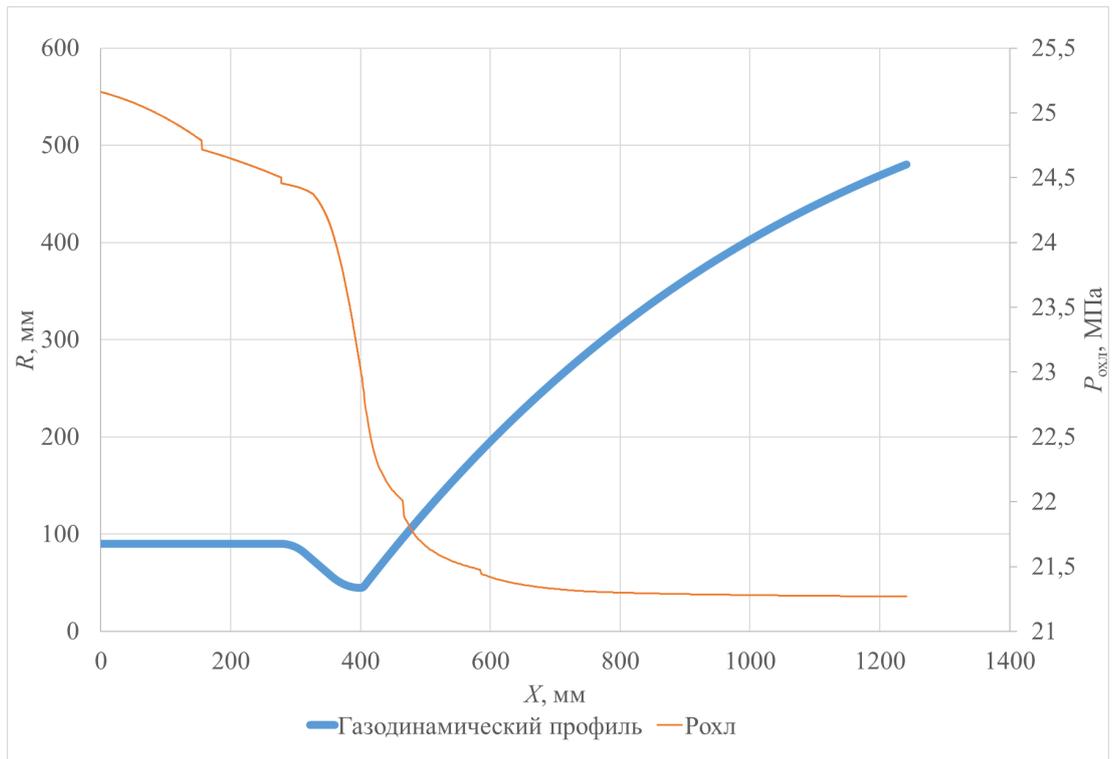


Рисунок 4.30. – Изменение давления охладителя по длине ГДП

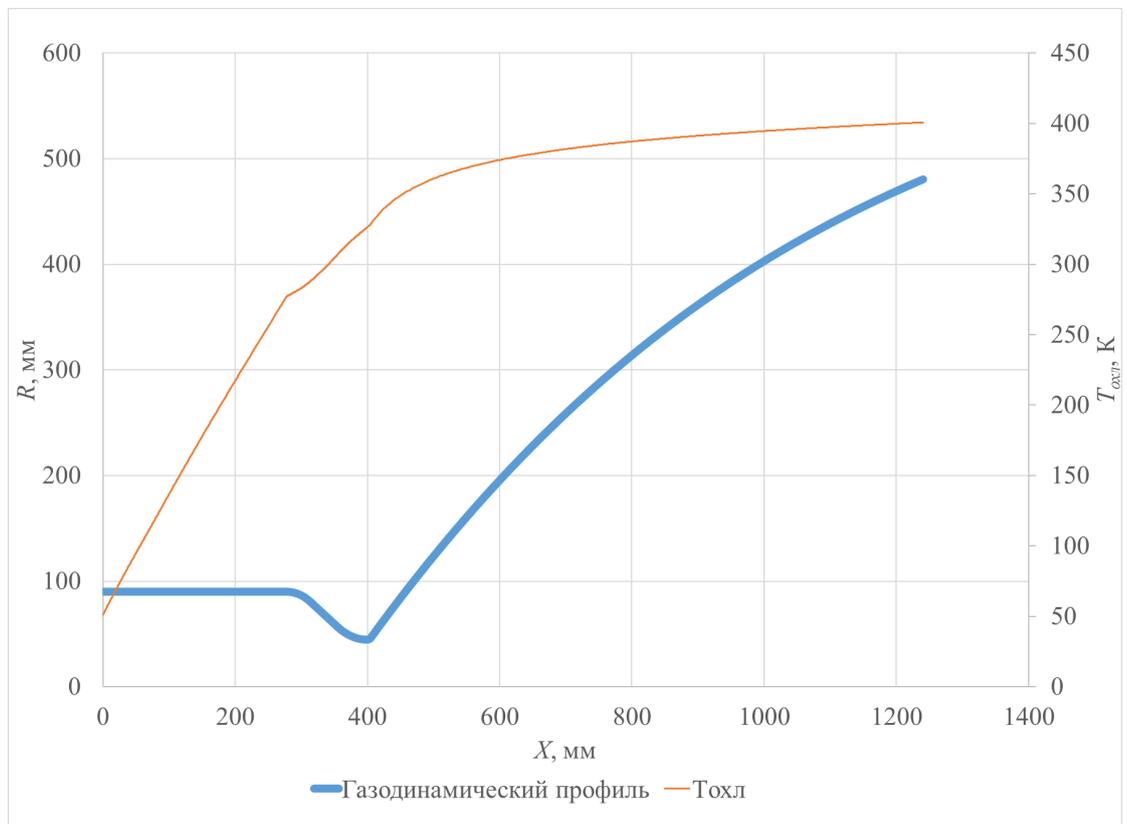


Рисунок 4.31. – Изменение температуры охладителя по длине ГДП

Изменение скорости охладителя и числа Рейнольдса по длине ГДП представлено на рисунках 4.32 и 4.33.

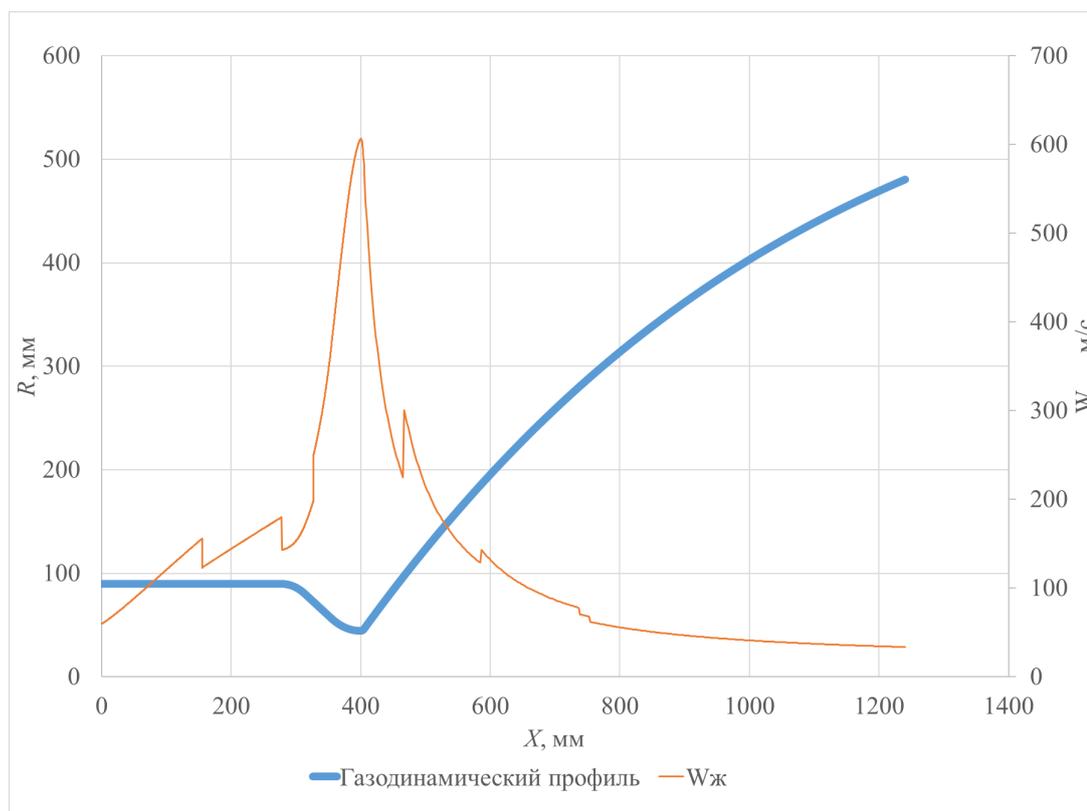


Рисунок 4.32. – Изменение скорости охладителя в ТО по длине ГДП

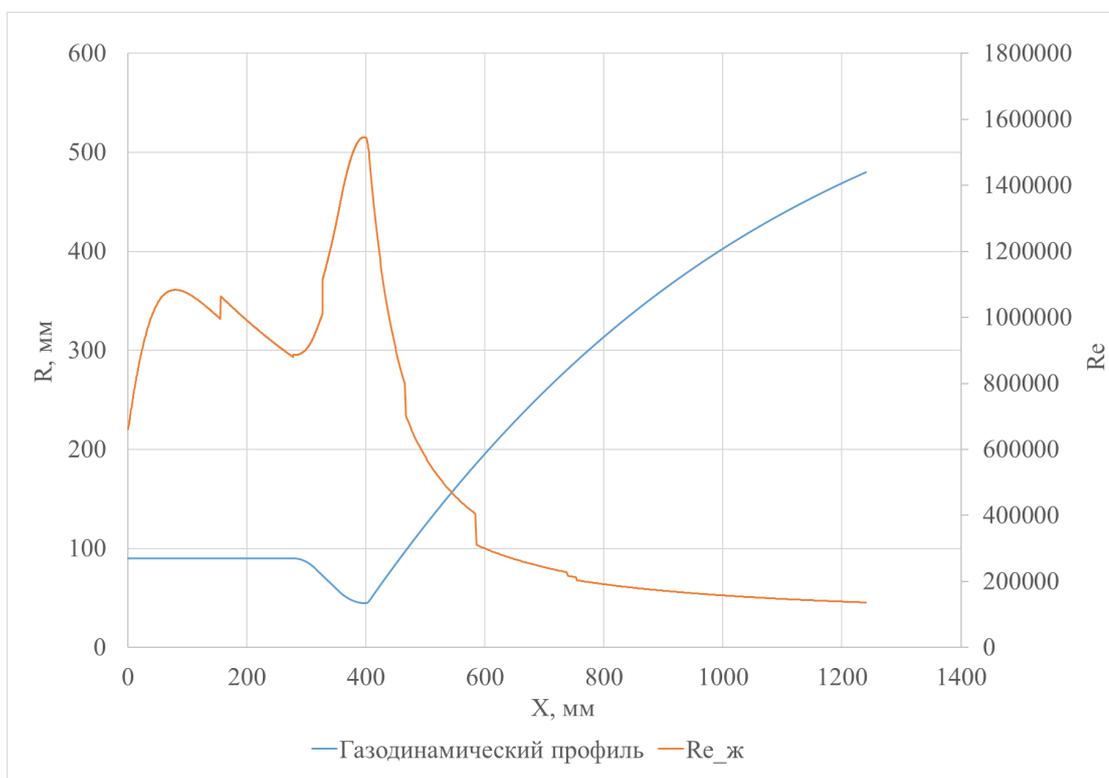


Рисунок 4.33. – Изменение числа Рейнольдса в ТО по длине ГДП

Изменение коэффициента теплоотдачи и плотности конвективного теплового потока представлены на рисунках 4.34 и 4.35.

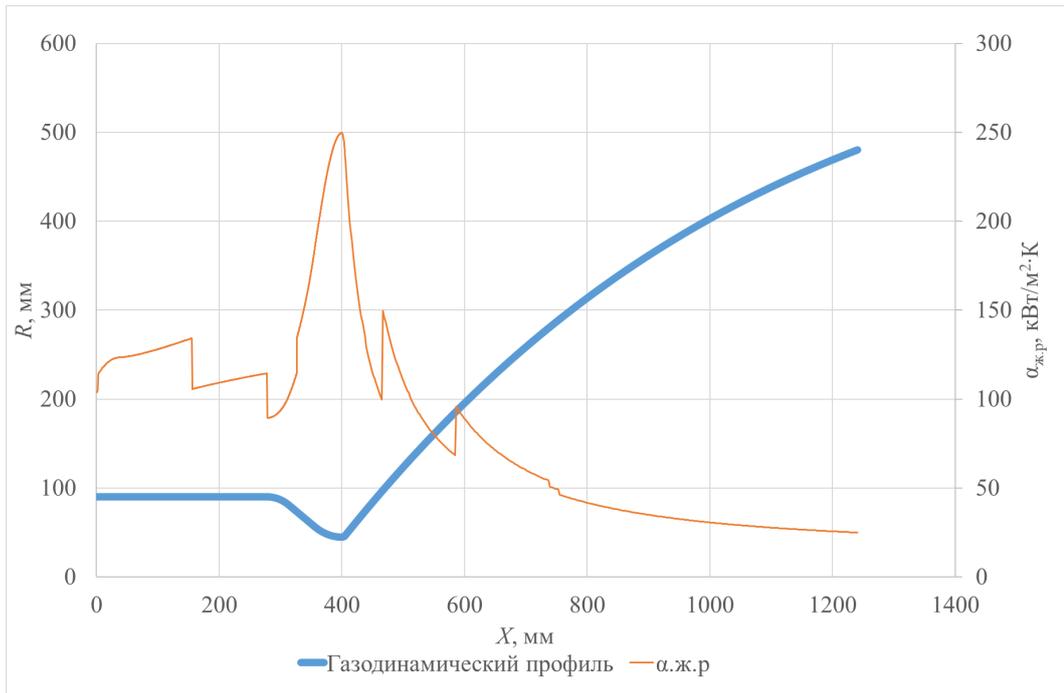


Рисунок 4.34. – Изменение коэффициента теплоотдачи с учётом оребрения по длине ГДП

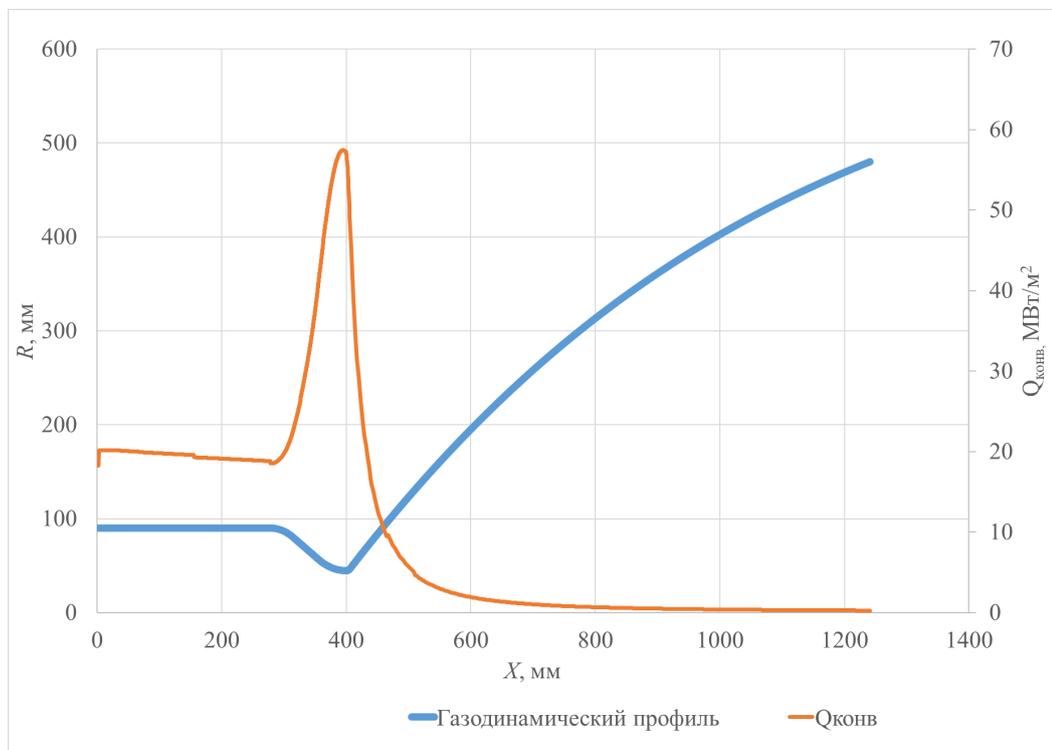


Рисунок 4.35. – Изменение плотности конвективного теплового потока по длине ГДП

Изменение лучистого теплового потока и ТС внутренней стенки представлены на рисунках 4.36 и 4.37.

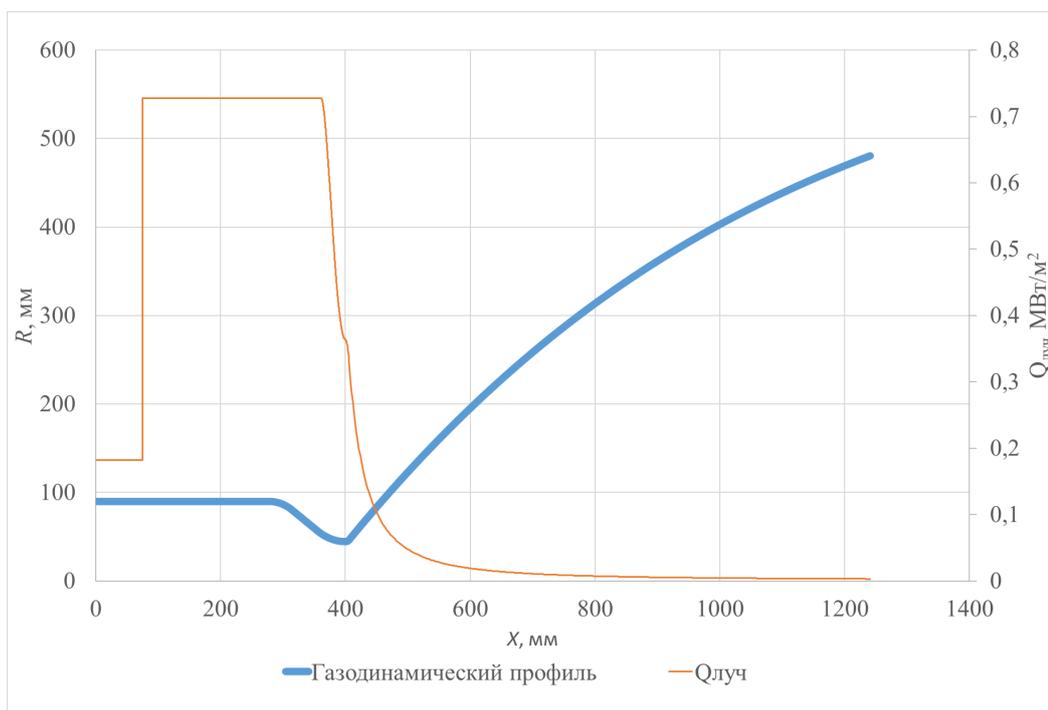


Рисунок 4.36. – Изменение плотности лучистого теплового потока по длине ГДП

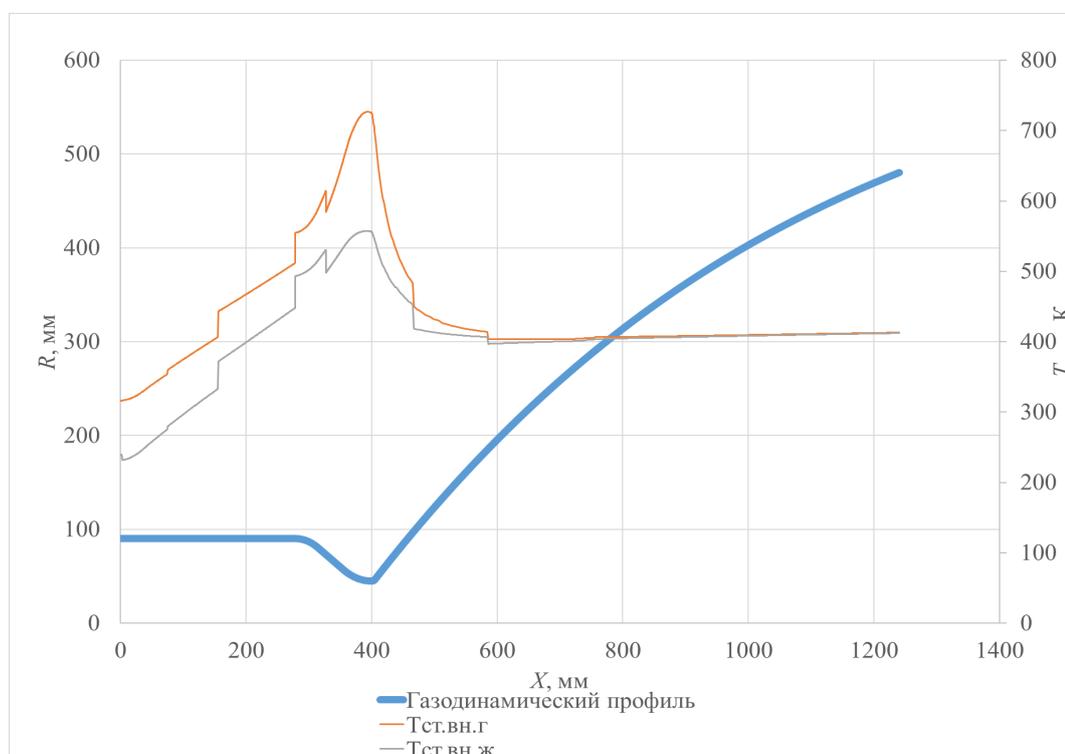


Рисунок 4.37. – ТС внутренней стенки со стороны газа и жидкости по длине

ТС наружной силовой стенки представлено на рисунке 4.38. ТС внутренних газовых рёбер представлено на рисунке 4.39.

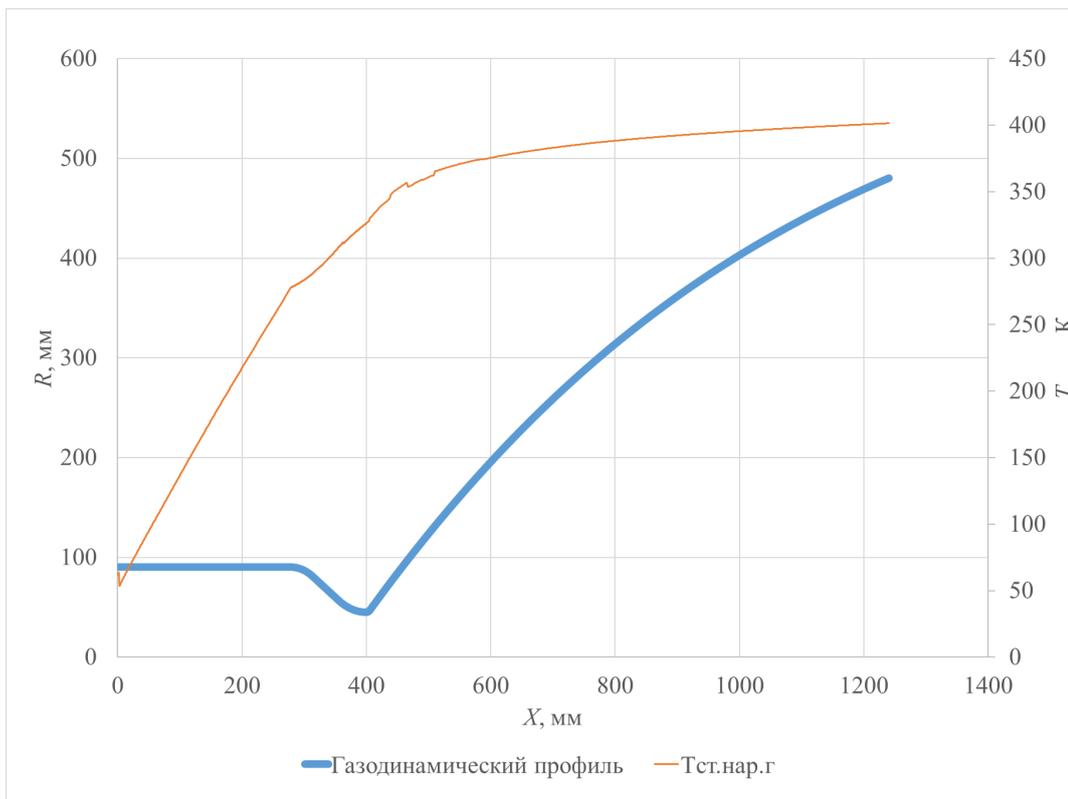


Рисунок 4.38. – ТС наружной силовой стенки по длине ГДП

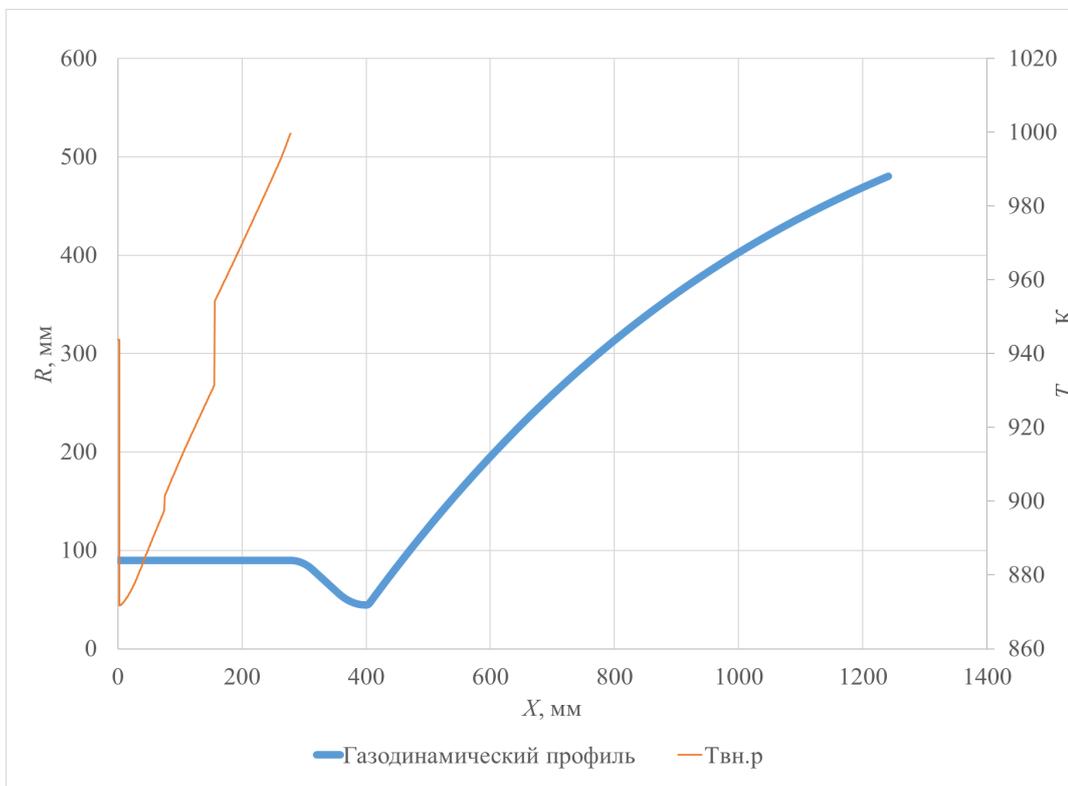


Рисунок 4.39. – ТС внутренних газовых рёбер по длине ГДП

В результате расчёта получены следующие результаты:

- температура охладителя на выходе из ТО составила 400,74 К;
- давление охладителя на выходе - 21,27 МПа;
- максимальная плотность конвективного теплового потока - 57,1 МВт/м²;
- максимальная скорость охладителя - 606,74 м/с;
- максимальная температура стенки со стороны газа - 726,63 К;
- максимальная температура стенки со стороны жидкости - 557,18 К;
- максимальная температура наружной силовой стенки - 401,41 К;
- максимальная температура внутренних рёбер - 999 К.

Согласно результатам энергетической увязке нагрев водорода до 400 К обеспечивает давление в КС до 10,5 МПа, при этом УИТ, согласно расчётам в математической модели и рисунку 4.1, возрастает на 5 с.

Далее будет пересчитан ГДП профиль для давления в КС 10,5 МПа и выполнен поверочный расчёт охлаждения с определением теплогидравлических параметров СО двигателя.

4.2.5. Расчёт охлаждения с рёбрами внутри камеры с давлением в КС 10,5 МПа

В данной подглаве представлен поверочный расчёт охлаждения двигателя с давлением в КС 10,5 МПа, пересчитана геометрия ГДП профиль для давления в КС 10,5 МПа.

4.2.5.1 Геометрия ТО с давлением в камере 10,5 МПа

Геометрия оребрения ТО представлена в таблице 4.4. Геометрия газового оребрения остаётся неизменной.

Изменения гидравлического диаметра, площади боковой поверхности и площади проходного сечения канала представлена на рисунках 4.40-4.42.

Таблица 4.4. – Геометрические параметры ТО двигателя РД – 0146 с давлением в КС 10,5 МПа

Параметр	Значение параметра						
	1	2	3	4	5	6	7
Номер секции							
Осевая координата, мм	0–242,9	243,1–285,5	285,6–373,51	375,45–412,32	414,26–528,7	530,69-693	695-1207
Диаметр, мм	156,7	156,7-127,05	126,8–115,75	119,1–181,2	184,39-358,7	361,41-566	568-959,7
Высота канала, h, мм	2,5		2			2,5	3
Толщина огневой стенки, δ, мм	0,8						
Толщина наружной стенки, δн, мм	2						
Толщина ребра, δр, мм	1,5	1,2					
Количество рёбер, n, штук	150	110	70	110	170	340	440
Шаг по торцу ребра, tr, мм	3,36	4,59–3,74	5,85–5,35	3,5–5,27	3,47–6,69	3,37–5,26	4,17-6,89
Ширина канала на основании ребра, a, мм	1,81	3,32–2,47	4,56–4,06	2,24–4,02	2,23-5,45	2,15-4,04	2,94-5,67

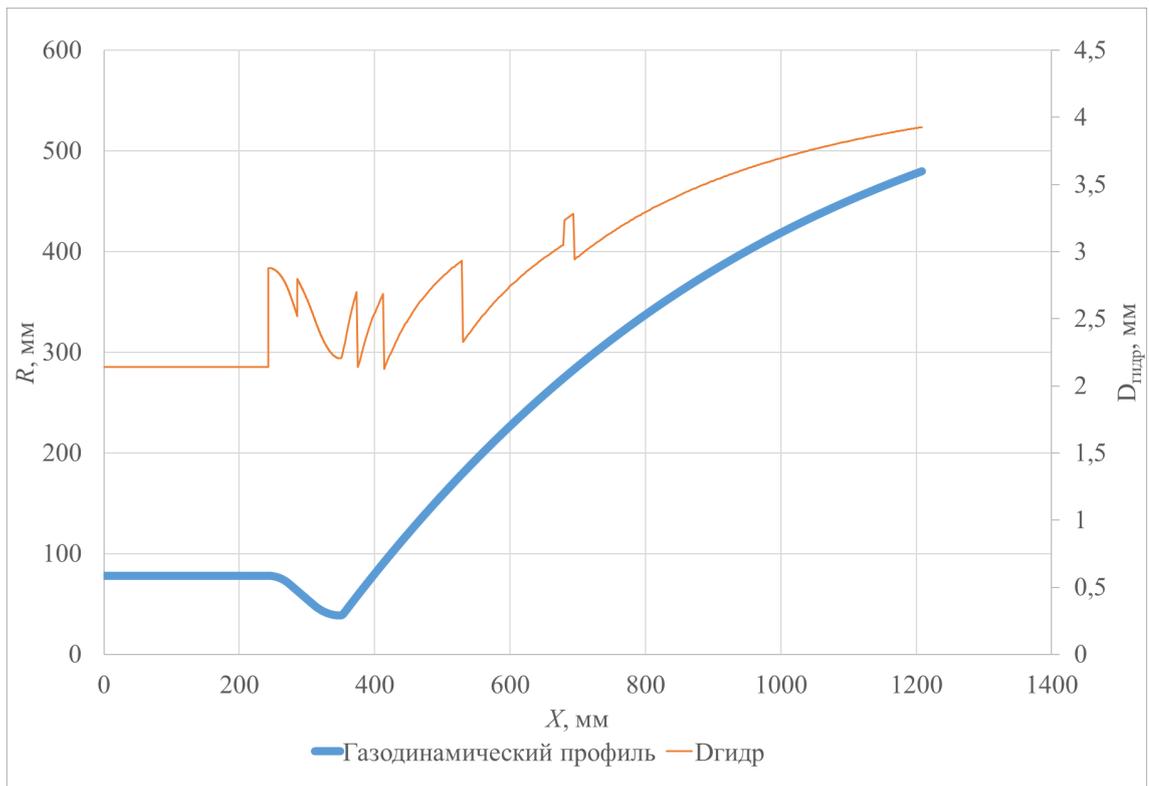


Рисунок 4.40. – Изменение гидравлического диаметра в ТО по длине ГДП

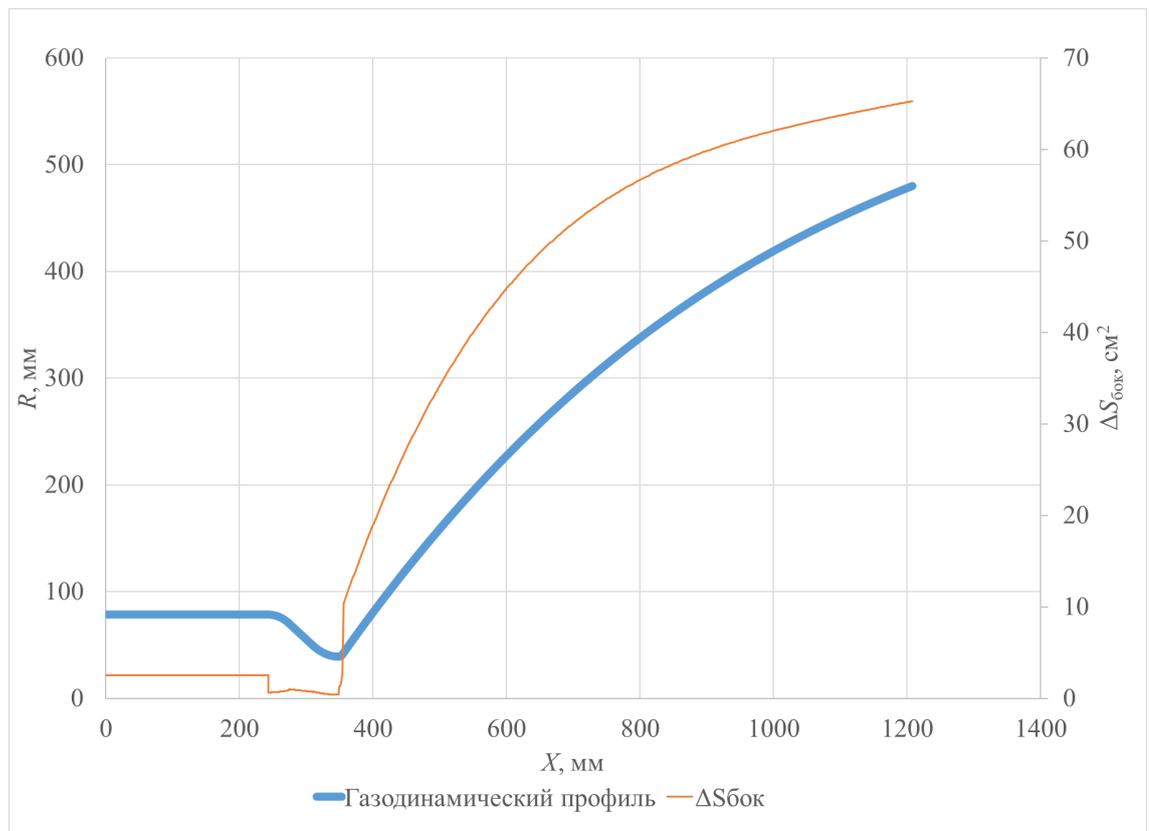


Рисунок 4.41. – Изменение площади боковой поверхности по длине ГДП

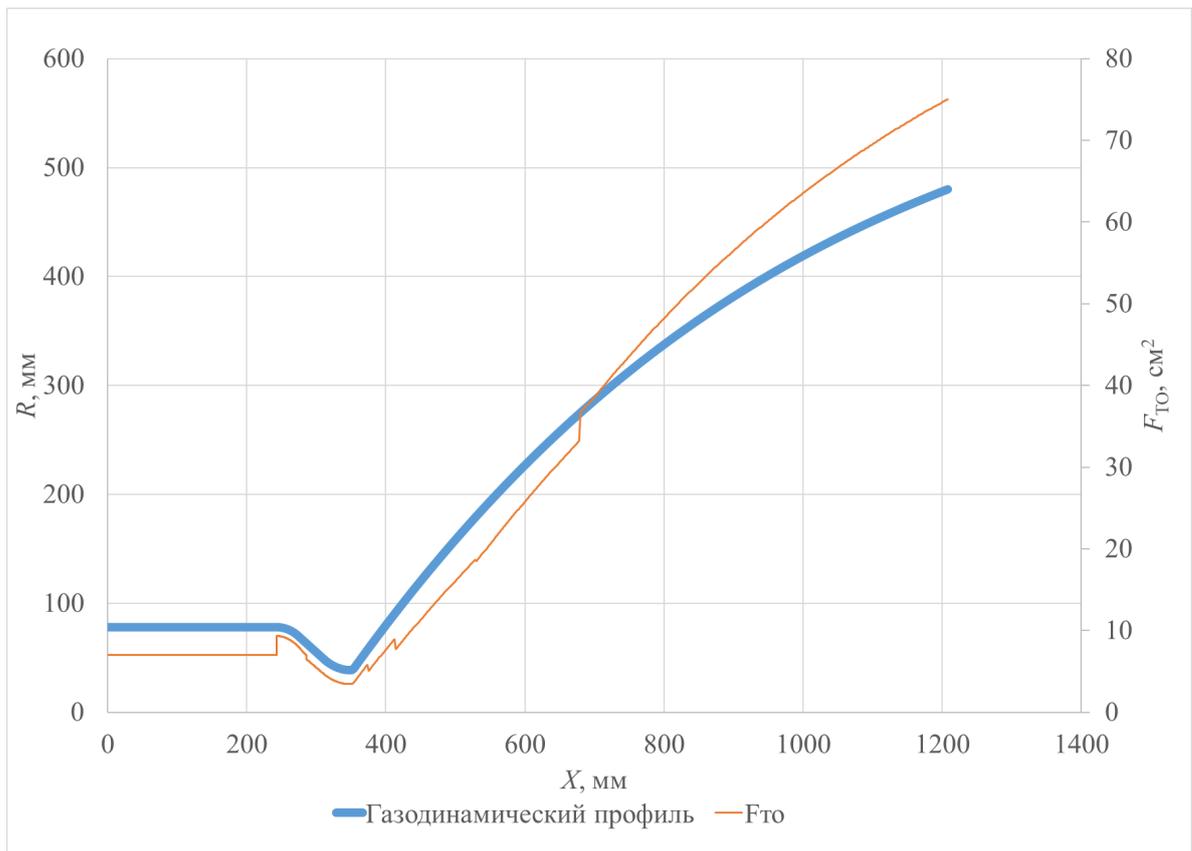


Рисунок 4.42. – Изменение площади проходного сечения канала ТО по длине ГДП

4.2.5.2 Расчёт охлаждения с рёбрами внутри камеры

Изменение температуры и давления охладителя представлено на рисунках 4.43 и 4.44.

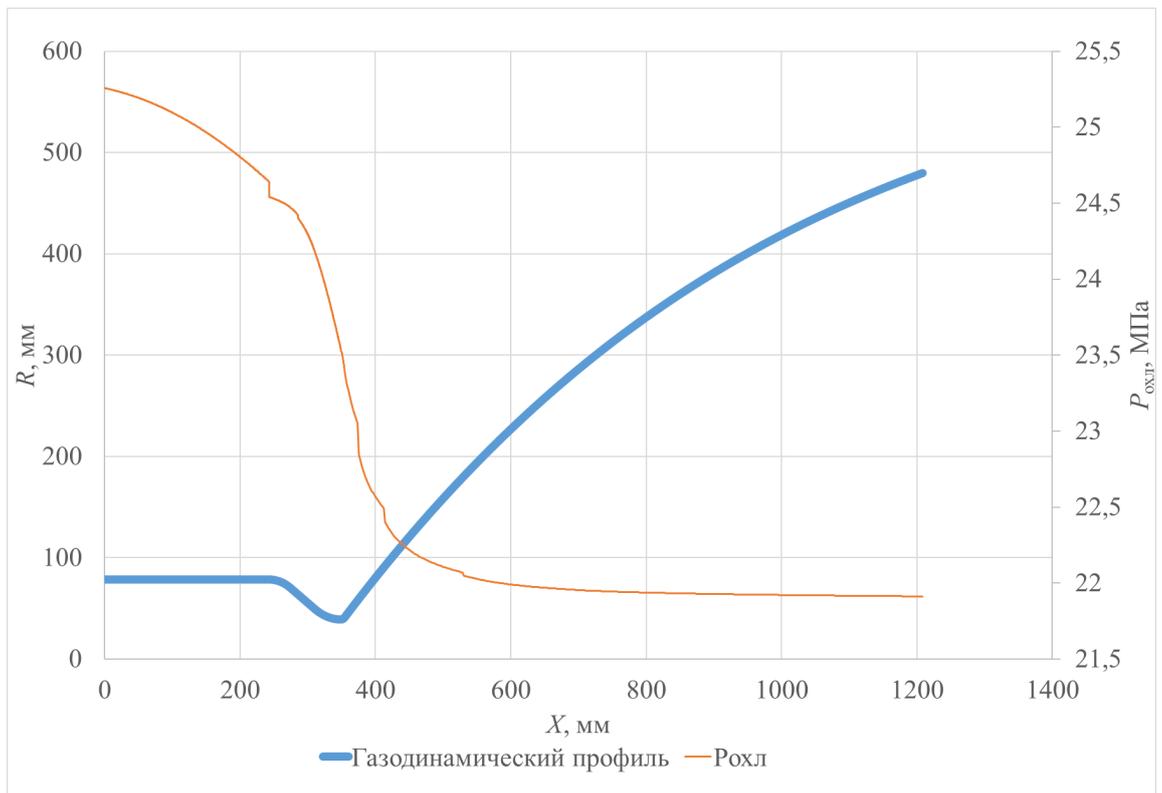


Рисунок 4.43. – Изменение давления охладителя по длине ГДП

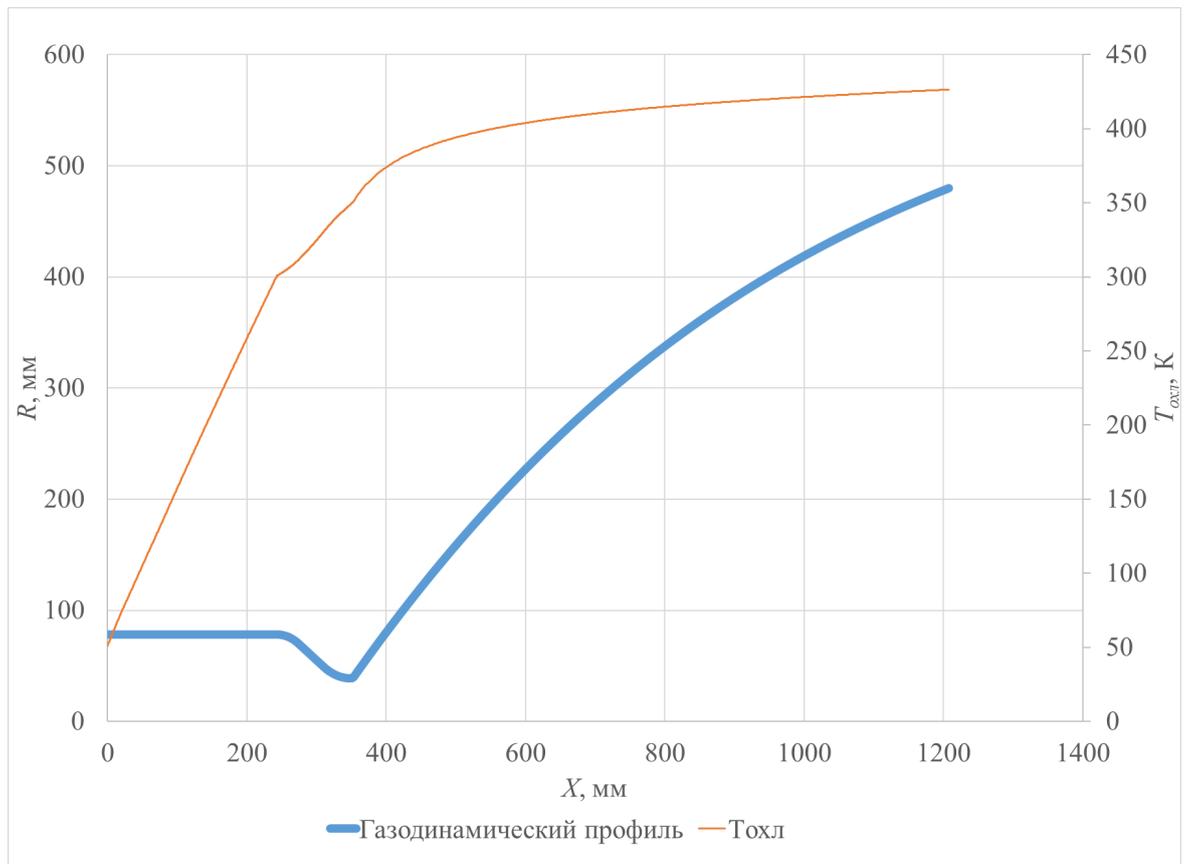


Рисунок 4.44. – Изменение температуры охладителя по длине ГДП

Изменение скорости охладителя и Числа Рейнольдса по длине ГДП представлено на рисунках 4.45 и 4.46

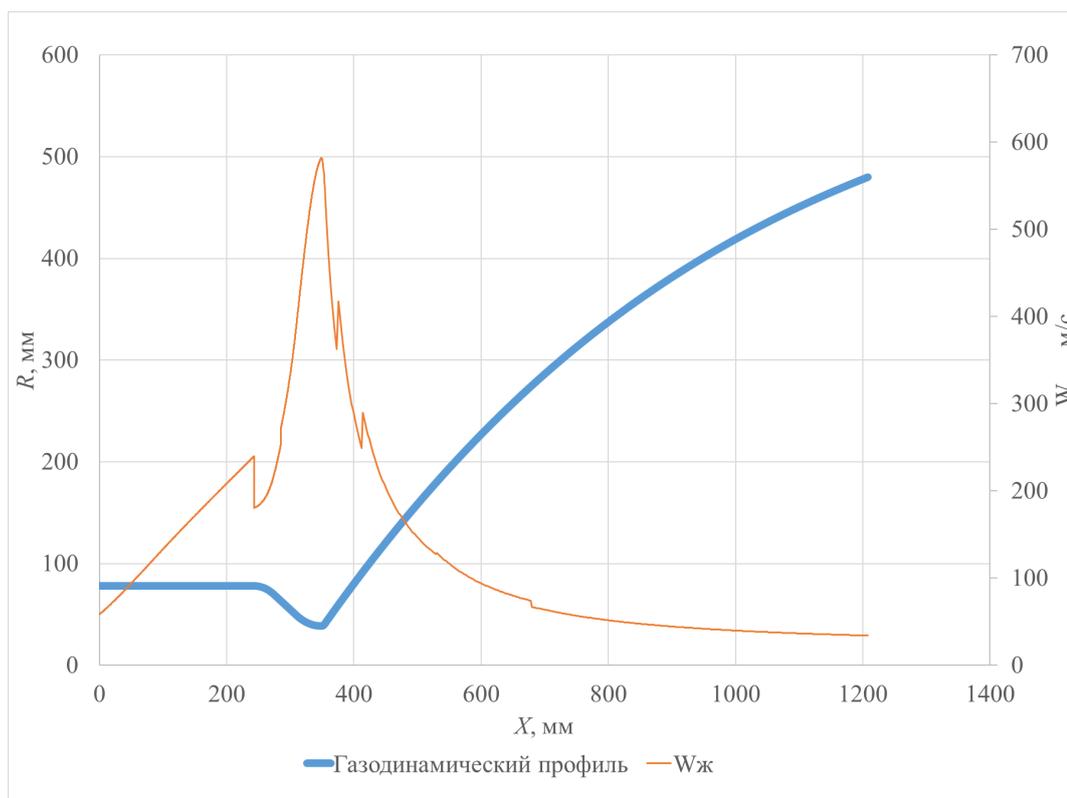


Рисунок 4.45. – Изменение скорости охладителя в ТО по длине ГДП

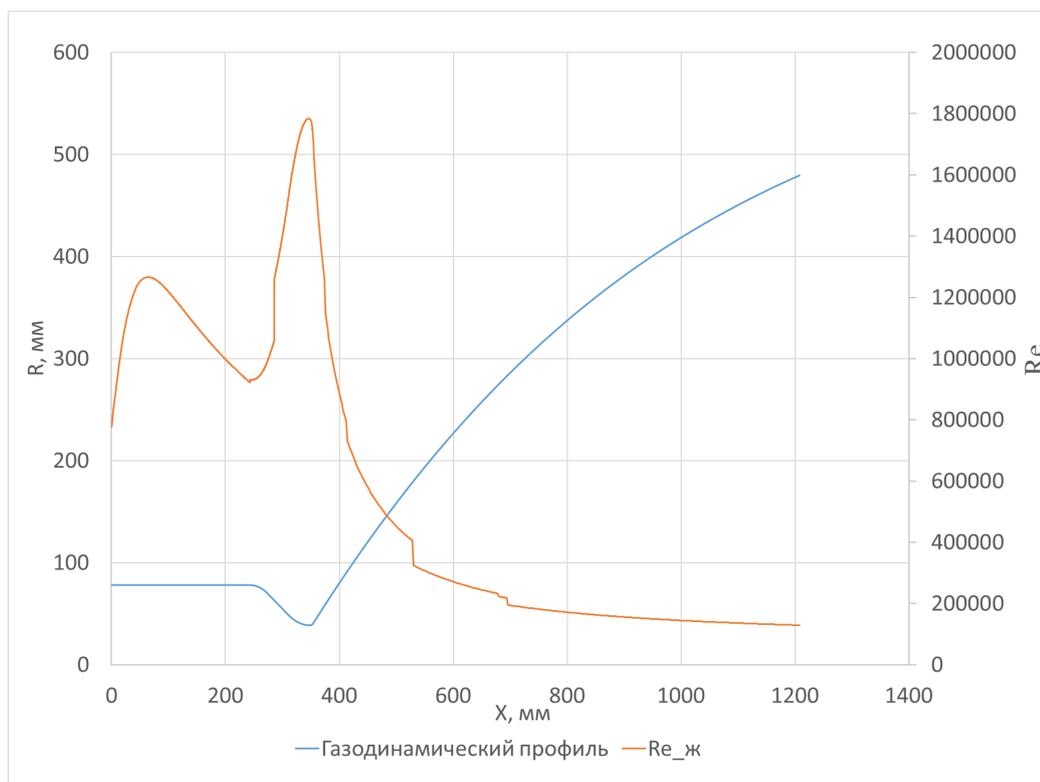


Рисунок 4.46. – Изменение числа Рейнольдса в ТО по длине ГДП

Изменение коэффициента теплоотдачи и плотности конвективного теплового потока представлено на рисунках 4.47 и 4.48.

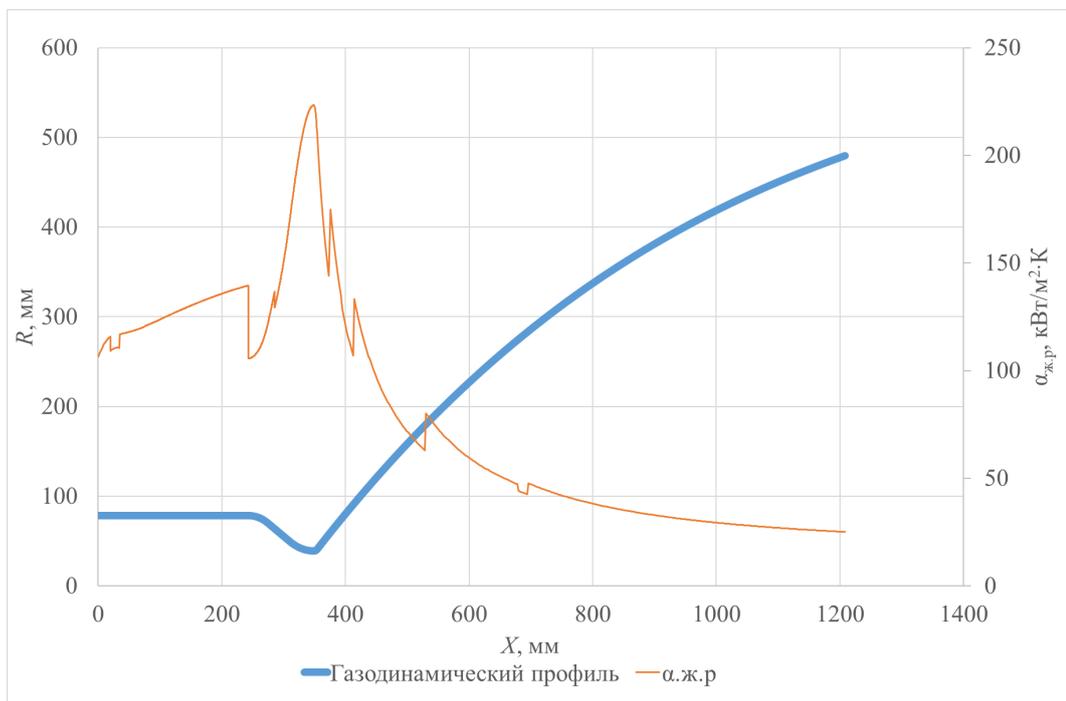


Рисунок 4.47. – Изменение коэффициента теплоотдачи с учётом оребрения по глине ГДП

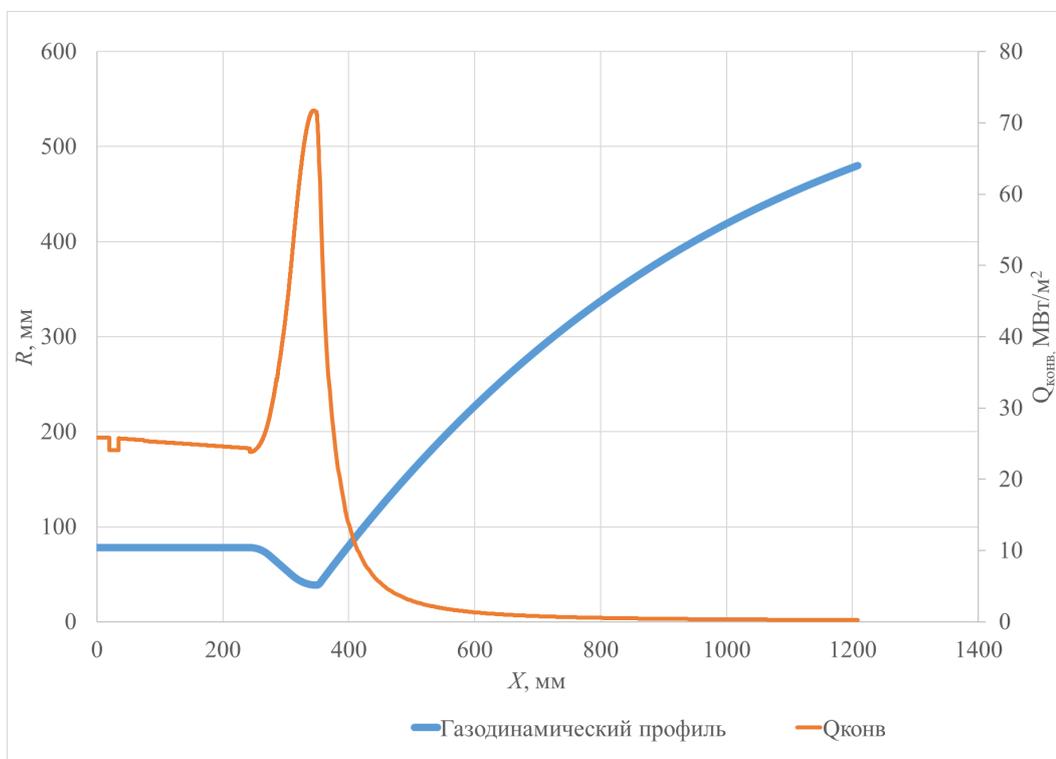


Рисунок 4.48. – Изменение плотности конвективного теплового потока по длине ГДП

Изменение лучистого теплового потока и ТС внутренней стенки представлено на рисунках 4.49 и 4.50.

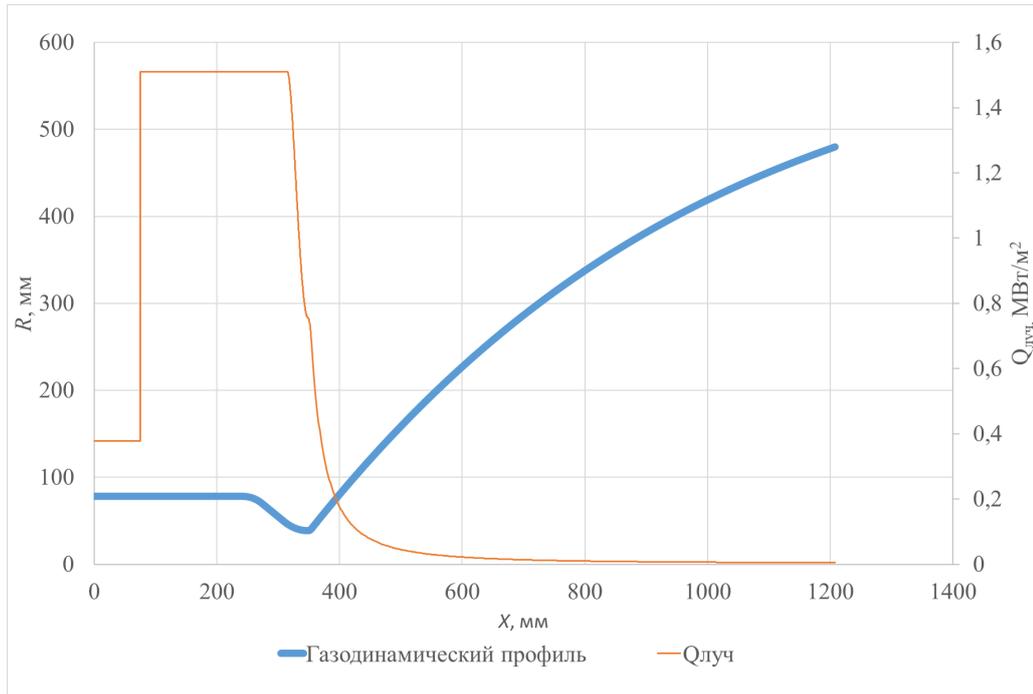


Рисунок 4.49. – Изменение плотности лучистого теплового потока по длине ГДП

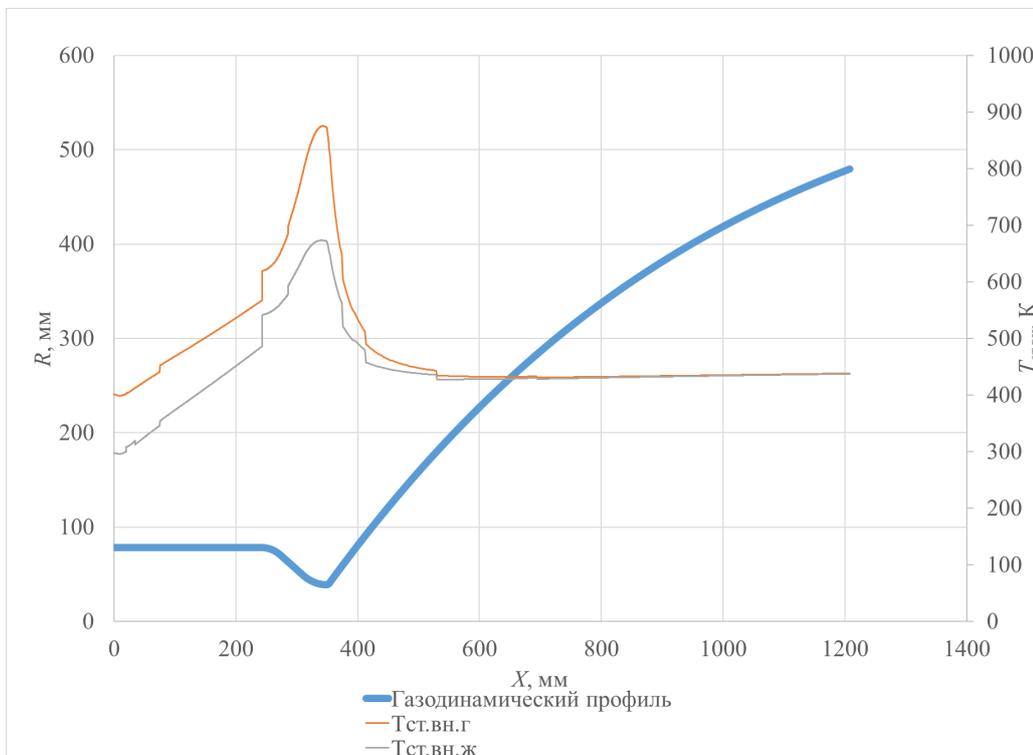


Рисунок 4.50. – ТС внутренней стенки со стороны газа и жидкости по длине

ТС наружной силовой стенки представлено на рисунке 4.51. ТС внутренних газовых рёбер представлено на рисунке 4.52.

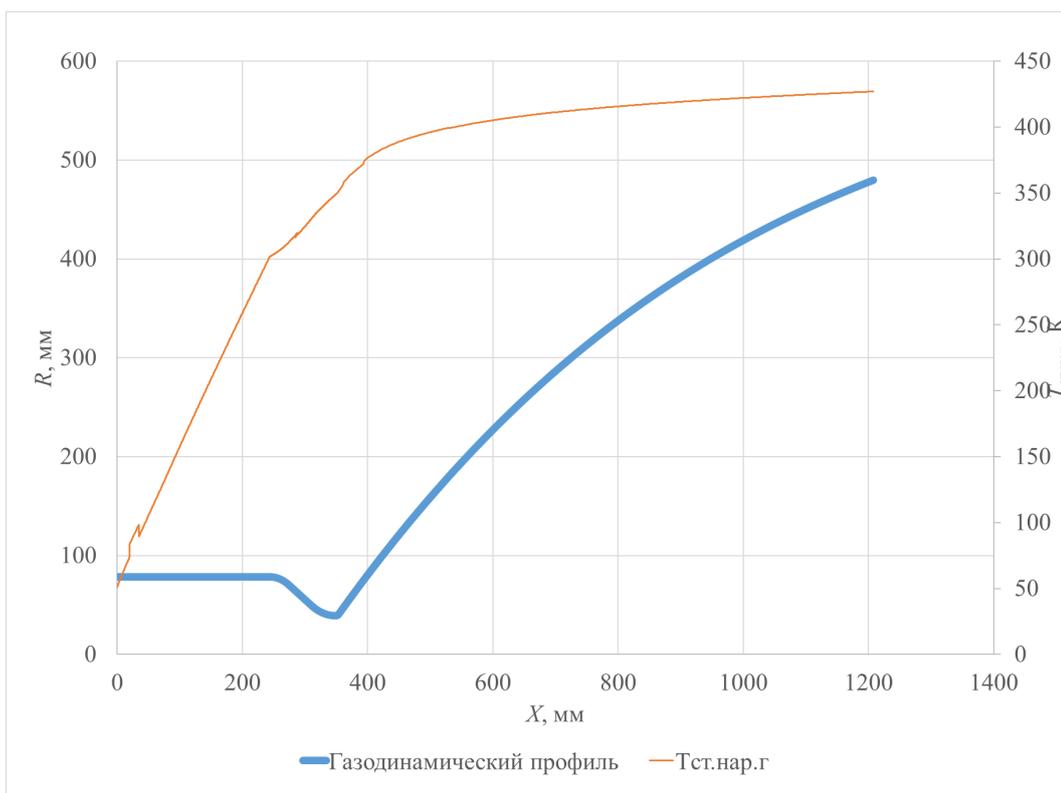


Рисунок 4.51. – ТС наружной силовой стенки по длине ГДП

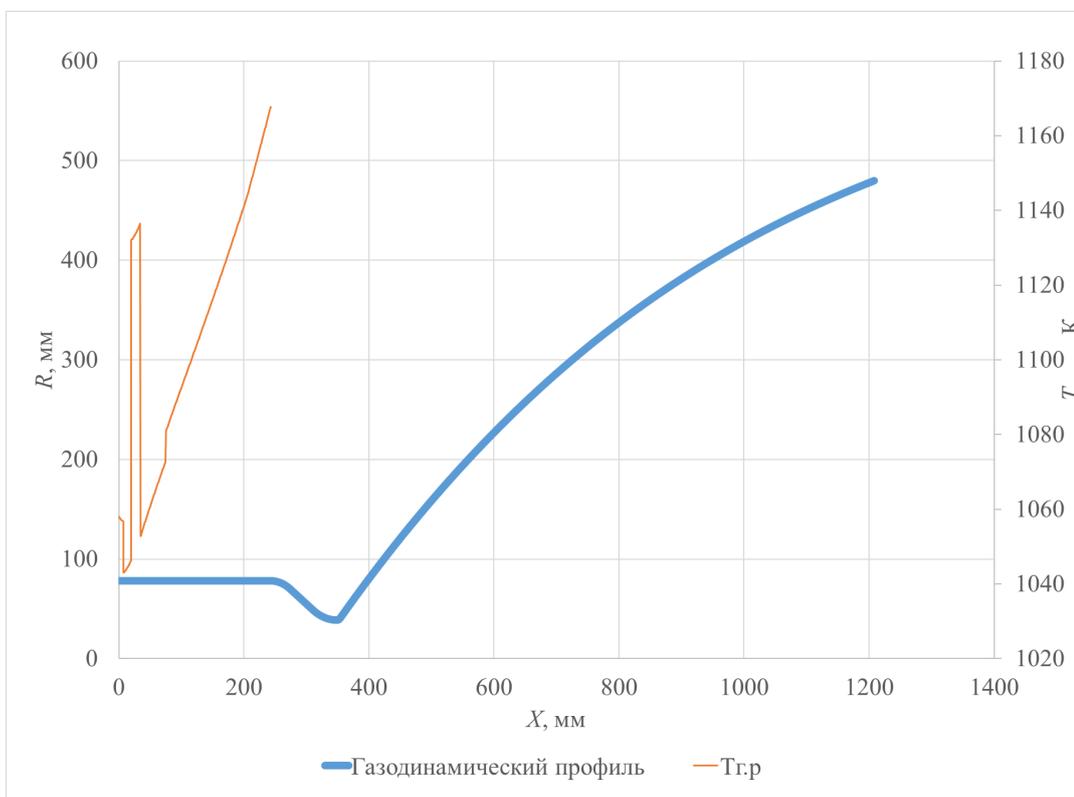


Рисунок 4.52. – ТС внутренних рёбер по длине ГДП

В результате расчёта было получено следующие результаты:

- температура охладителя на выходе из ТО составила 426,46 К;
- давление охладителя на выходе - 21,91 МПа;
- максимальная плотность конвективного теплового потока - 71,18 МВт/м²;
- Максимальная скорость охладителя - 581,96 м/с;
- Максимальная температура стенки со стороны газа - 875,39 К;
- Максимальная температура стенки со стороны жидкости - 673,42 К;
- Максимальная температура наружной силовой стенки - 427,02 К;
- Максимальная температура внутренних рёбер - 1167 К.

В соответствии с результатами расчёта можно сделать следующие выводы:

- разработана математическая модель расчета камеры безгазогенераторного ЖРД, позволяющая определить оптимальную схему охлаждения двигателя в зависимости от технических требований;
- при $P_k = 8$ МПа и 10,5 МПа предлагается схема охлаждения двигателя с прямым током;
- согласно результатам расчетов, возможно увеличить давление в КС с 8 МПа до 10,5 МПа за счёт размещения внутри камеры продольных рёбер высотой 2,8 мм и толщиной 1,2 мм, за счёт увеличения поверхности теплообмена водород возможно нагреть до 424 К, что на 124 К больше, чем в двигателе прототипе РД 0146, при этом удельный импульс увеличивается на 468 с, что на 5 с выше, чем у двигателя прототипа;
- при увеличении давления в камере сгорания на величину 10,5 МПа уменьшаются габаритные размеры двигателя и длина самого двигателя;

- дальнейшее повышение удельного импульса двигателя возможно с помощью изменения выходного давления на срезе сопла (увеличение степени расширения сопла), при этом увеличивается длина двигателя и диаметр среза сопла, например, как в ЖРД РД-0146Д или ЖРД АЕСЕ (Advanced Expander Cycle Engine)), это даст прибавку до 5с по удельному импульсу (увеличение габаритов и массы двигателя), также возможен вариант с помощью изменения КИО в камере сгорания.

4.3. Расчётные зависимости влияния высоты внутреннего оребрения на параметры ТО при давлении в КС 10,5 МПа

Ниже приводятся зависимости влияния высоты внутреннего оребрения на ТС оребрения, подогрев и гидравлические потери охладителя, а так же максимальные температуры стенок.

На рисунке 4.53 приводится изменение температуры на торце внутреннего оребрения от высоты ребра.

На рисунках 4.54 и 4.55 приводятся температура и давление на выходе из ТО от высота ребра.

На рисунках 4.56, 4.57 и 4.58 приводятся максимальные температуры огневой стенки со стороны газа и жидкости и наружной стенки со стороны жидкости от высоты ребра.

Согласно приведённым зависимостям по температуре ребра, получается что высота ребра сильно зависит от температуры торца ребра и оптимальное значение находится при высоте ребра 2 – 2,8 мм. Это соответствует температуре охладителя на выходе 381,19 К – 426,46 К, давлению охладителя на выходе 22,33 МПа – 21,91 МПа, максимальной температуре огневой стенки со стороны газа - 846,64 К...875,39 К, максимальной температуры огневой стенки со стороны жидкости - 638,96 К...673,42 К и максимальной температуре наружной силовой стенки - 373,05 К...427,02 К.

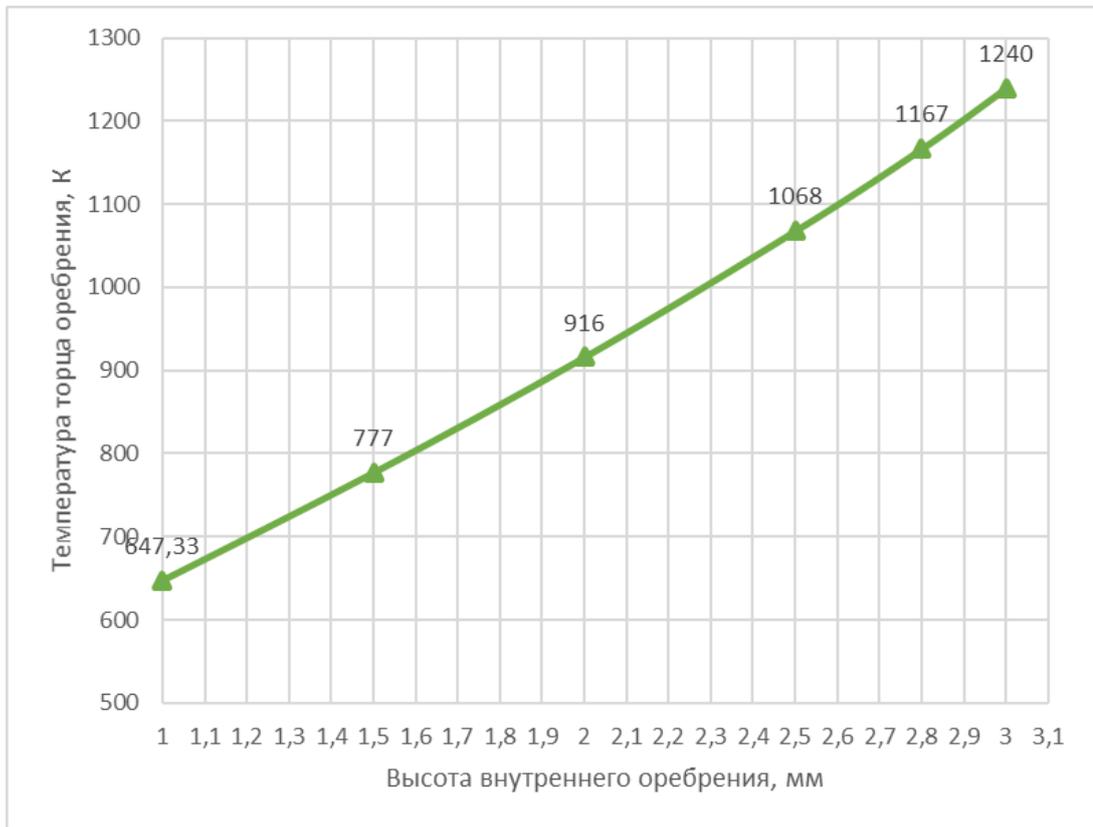


Рисунок 4.53. – Изменение максимальной температуры на торце внутреннего оребрения от высоты ребра

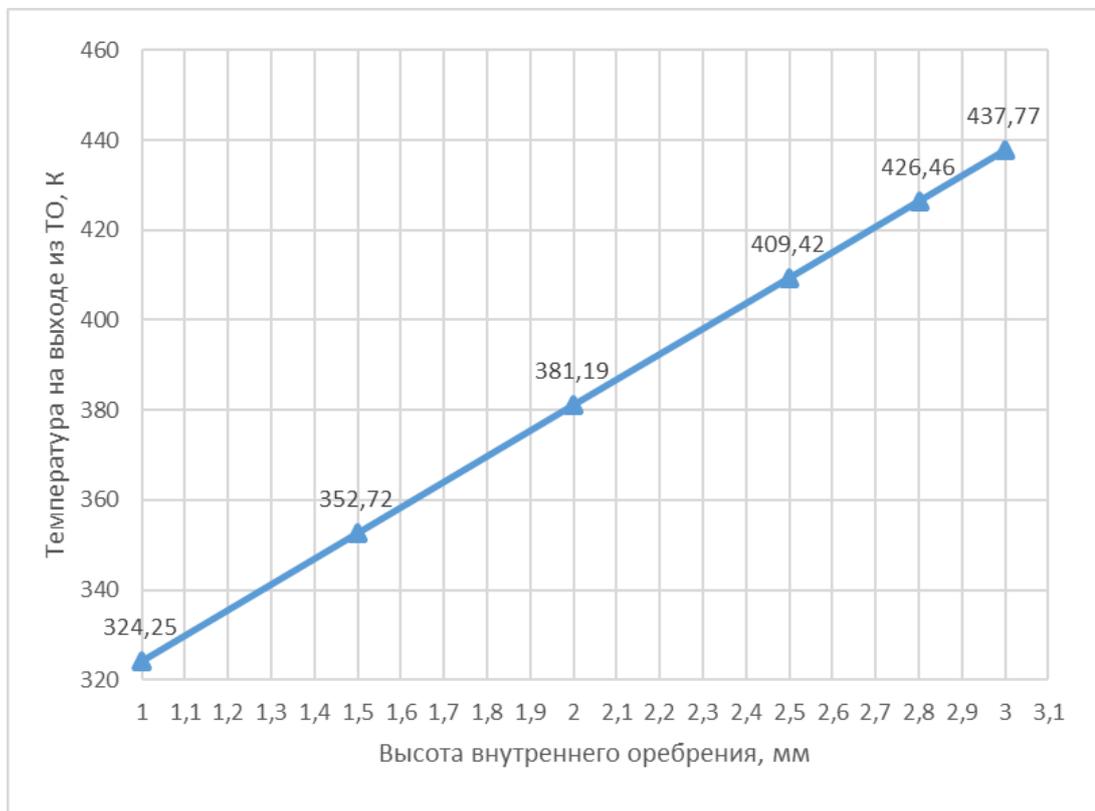


Рисунок 4.54. – Изменение температуры на выходе из ТО от высоты ребра

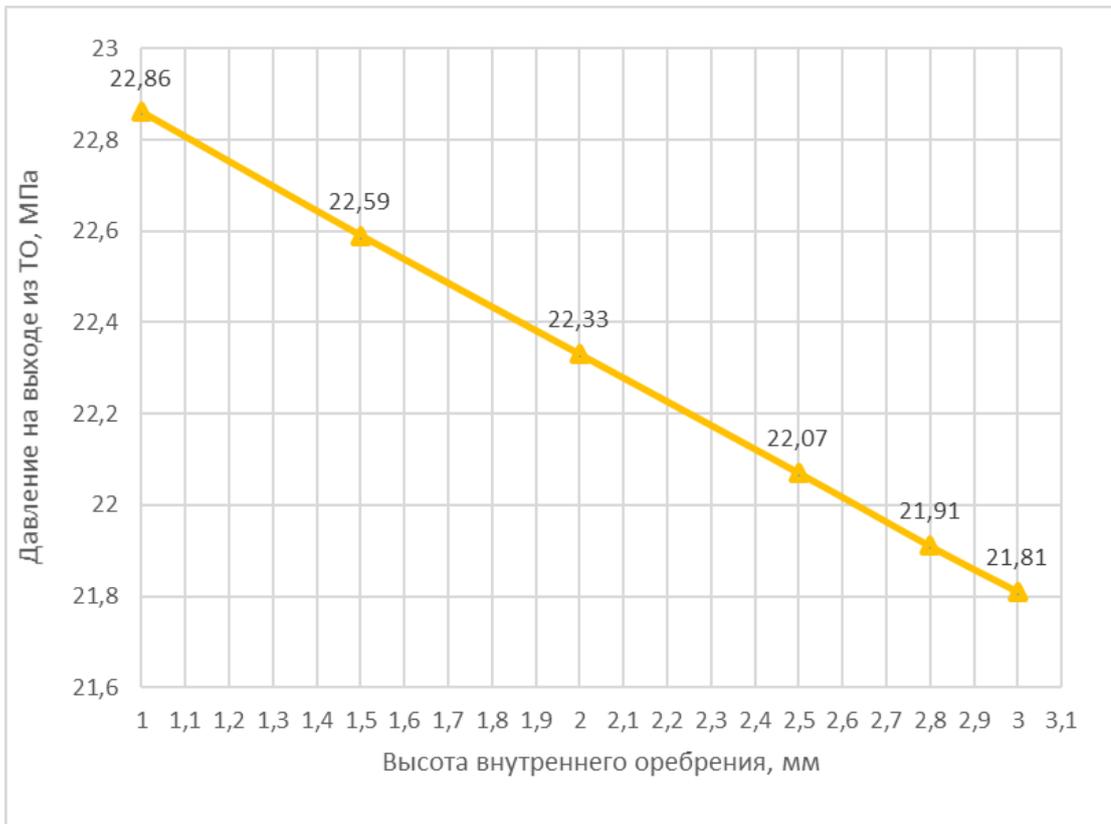


Рисунок 4.55. – Изменение давления на выходе из ТО от высоты ребра

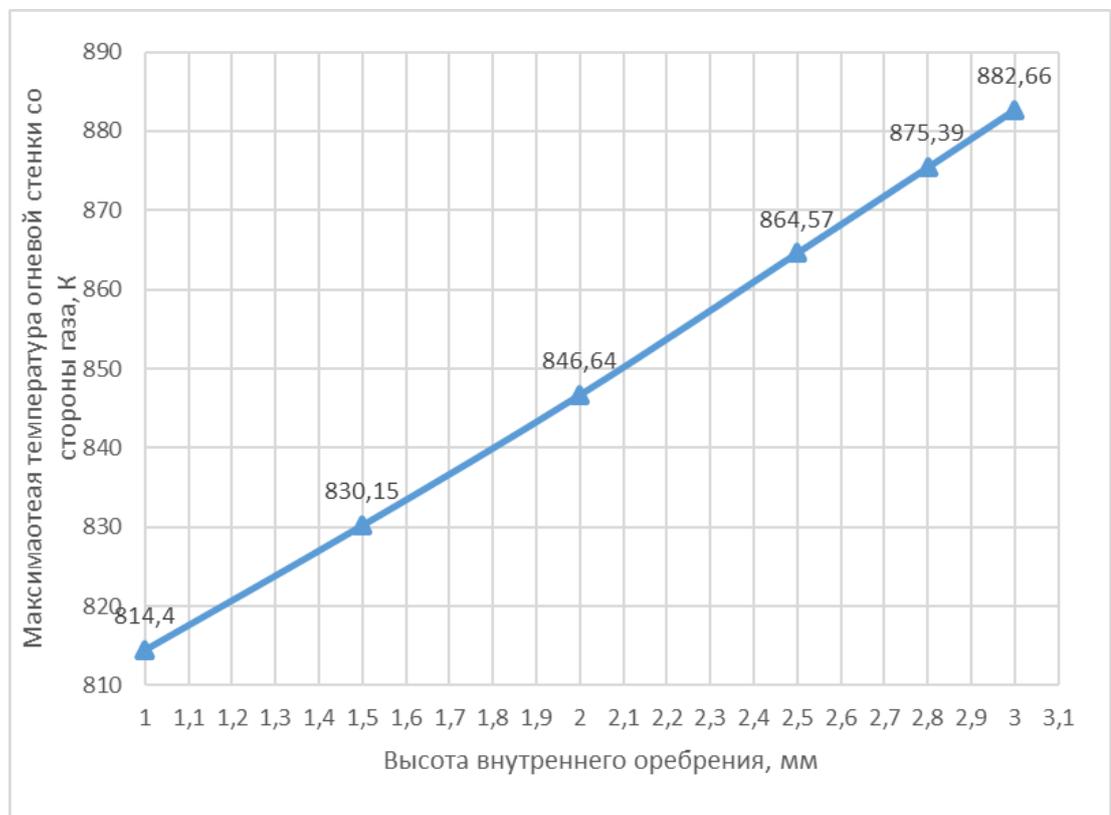


Рисунок 4.56. – Изменение максимальной температуры стенки со стороны газа от высоты ребра

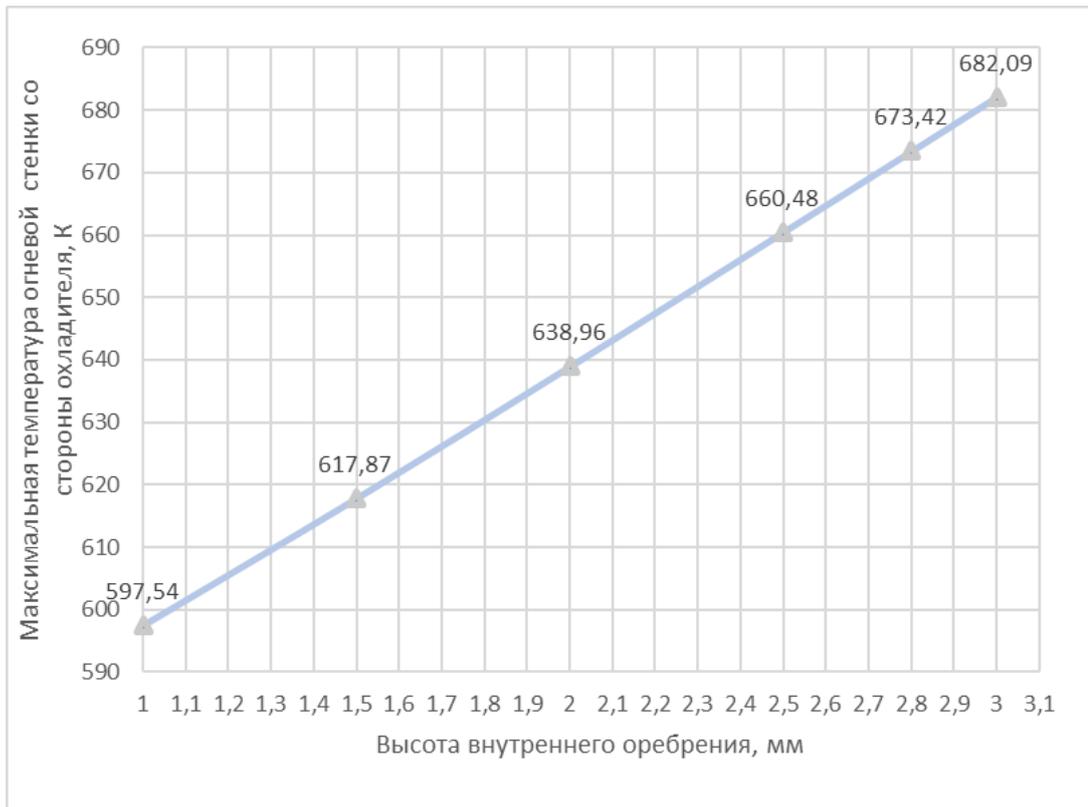


Рисунок 4.57. – Изменение максимальной температуры стенки со стороны жидкости от высоты ребра

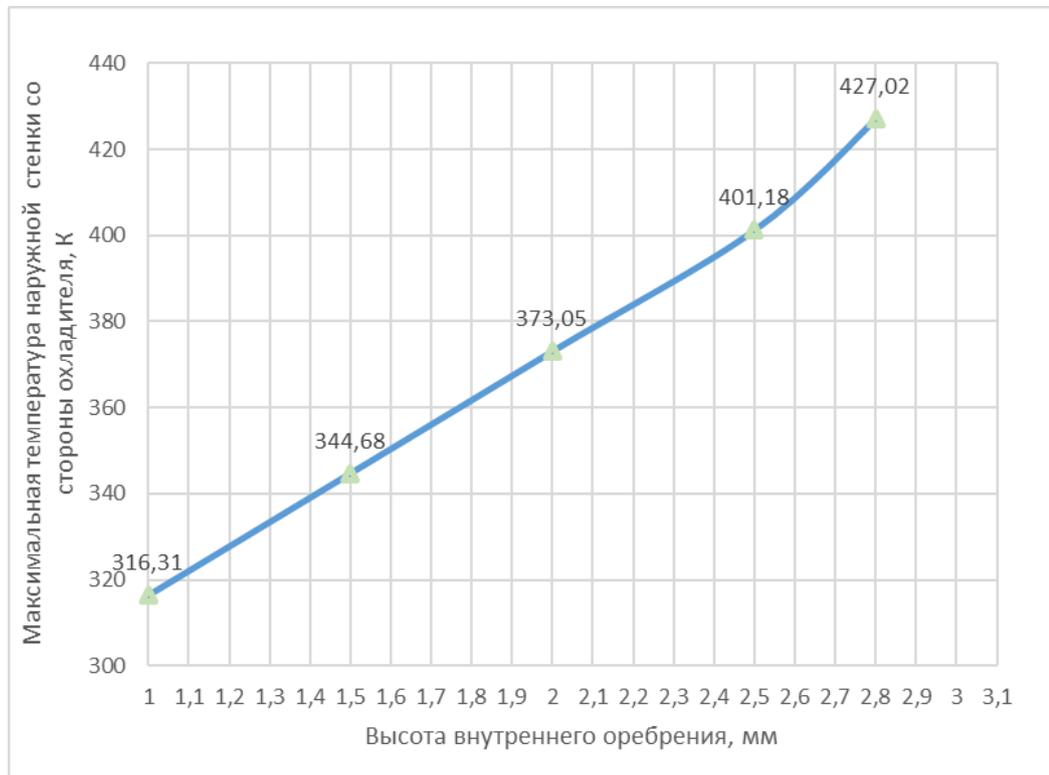


Рисунок 4.58. – Изменение максимальной температуры наружной стенки со стороны жидкости от высоты ребра

5. РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КАМЕРЕ ЖРД ПРИ РЕГЕНЕРАТИВНОМ ОХЛАЖДЕНИИ

В соответствии с задачами диссертационной работы необходимо верифицировать математическую модель.

Верификация в диссертационной работе проводилась в 2 этапа.

Первая верификация была по достижению необходимого расчётного подогрева горючего на выходе из ТО двигателя РД-0146.

Во второй верификации для двигателей SSME 40 К оценивались и сравнивались расчётные тепловые потоки с экспериментальными.

5.1. Сравнение расчётного подогрева горючего на выходе из ТО для двигателя РД-0146

За основу при проведении полного сравнения расчётных и экспериментальных данных была взята схема охлаждения двигателя РД-0146. Так как осевая координата расположение входного коллектора в закритической части сопла неизвестна, она подбиралась расчётно методом последовательных приближений.

В двигателе реализуется петлевая схема охлаждения (рисунок 5.1). Входной коллектор по расчёту расположен в осевой координате 499 мм. Из коллектора через равномерно расположенных 110 отверстий в коллекторе хладагент поступает в каналы ТО. После коллектора горючее по половине каналов прямоходом движется до среза сопла, где разворачивается, охлаждает сопло, критическое сечение и движется обратным током до камеры сгорания.

Геометрия каналов ТО для расчёта охлаждения взята согласно таблице 4.2.

Согласно экспериментальным данным температура и давление на выходе из ТО равняется 23МПа и 301 К [65]. Давление на выходе из НГ равняется 26,25 Мпа, следовательно суммарные гидравлические потери в ТО равняются 3,25 МПа.

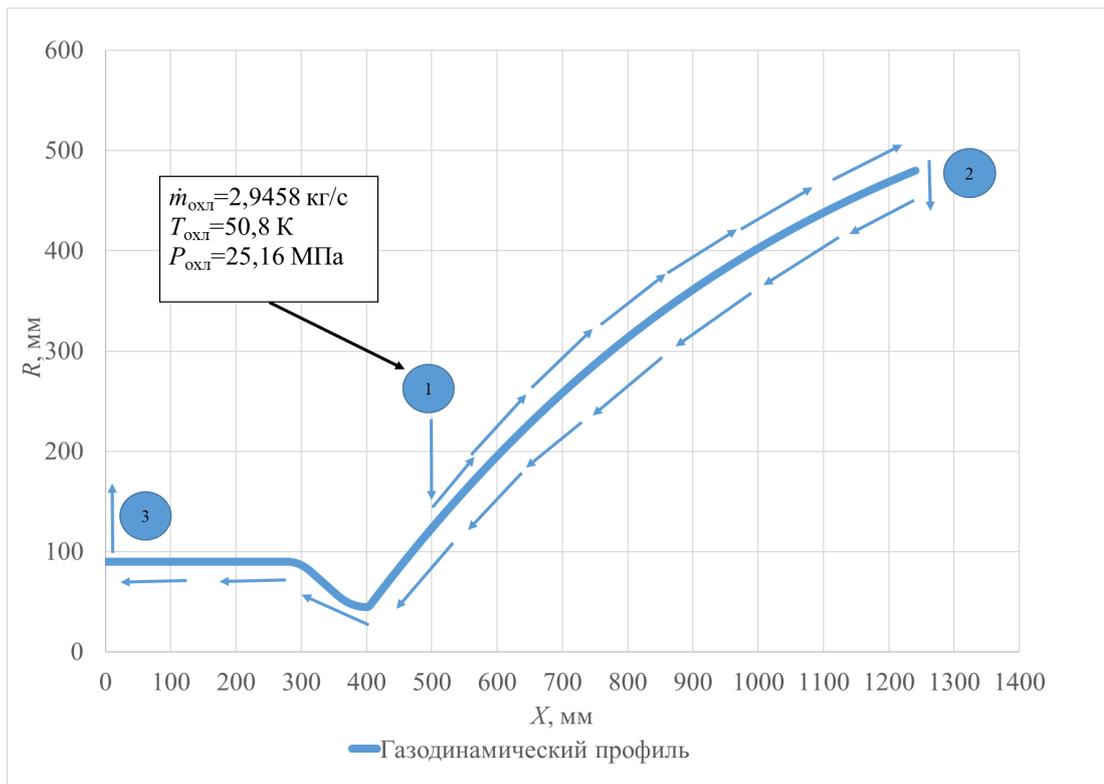


Рисунок 5.1. – СО двигателя РД-0146

Распределение температуры и давления охладителя по длине ГДП показано на рисунке 5.2 и 5.3.

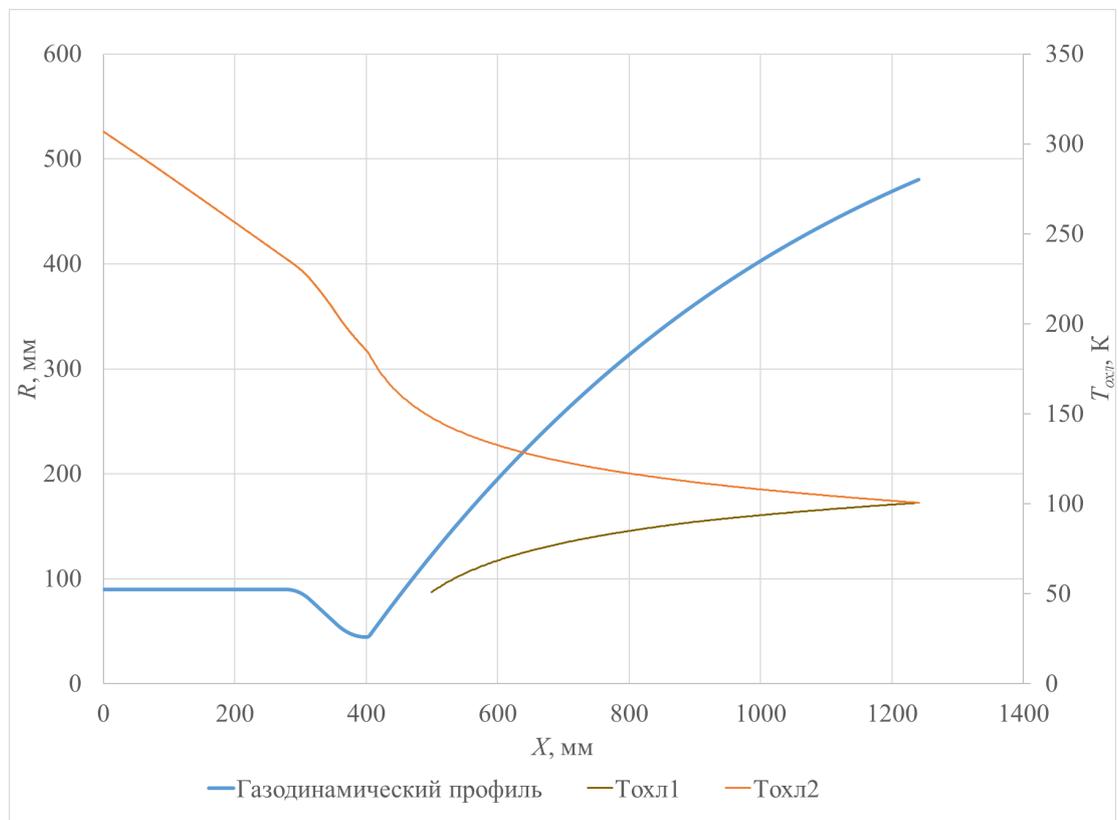


Рисунок 5.2. – Распределение температуры охладителя по длине ГДП

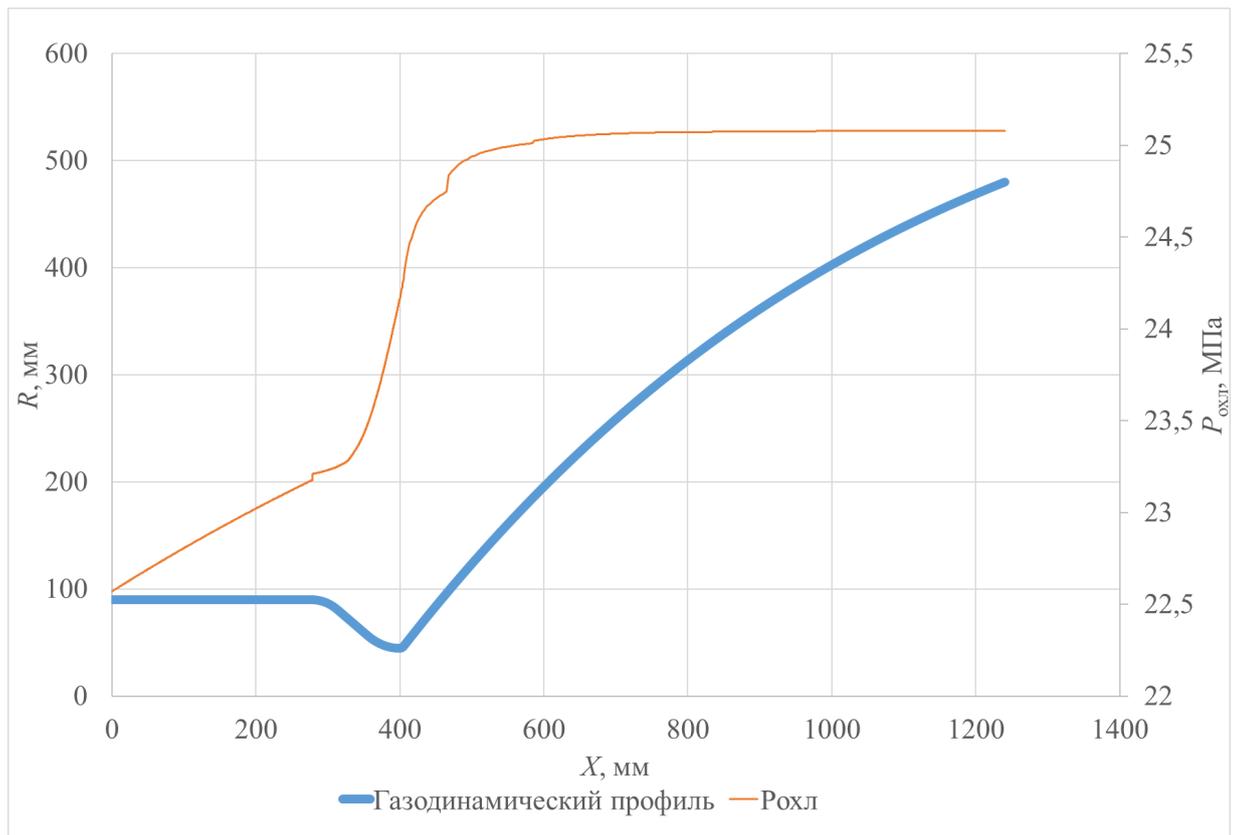


Рисунок 5.3. – Распределение давления охладителя по длине ГДП

Температура на выходе из ТО получилось равной 307 К, что примерно на 2 % различается с экспериментальными данными и является вполне допустимым для проектировочных расчётов.

При прочих равных условиях при спроектированной СО двигателя давление на выходе равно 22,57 МПа, а суммарные гидравлические потери 2,57 МПа. Следовательно, при разработанной СО двигателя РД-0146 возможно сэкономить 0,68 МПа только в ТО.

5.2. Верификация тепловых потоков для двигателей SSME 40К

Двигатели по которому проводилась верификация является модельными двигателями и имеют название SSME 40 К с водородным регенеративным охлаждением и SSME 40 К с водяным охлаждением. Данные двигатели в ≈ 3 раза меньше полномасштабного двигателя SSME.

Верификация проводится путём сравнения плотности теплового потока по экспериментальным данным с данными полученными по математической модели.

Тепловой поток при испытаниях измерялся калориметрическим методом. Верификация проводилась по открытым экспериментальным данным [90].

Водород, которым является хладагентом и охлаждает камеру и сопло, после ТО выбрасывается за борт.

Материал из которого изготавливаются рёбра и внутренняя стенка называется Narloy-Z. Narloy-Z является жаропрочным сплавом и состоит преимущественно из меди с добавлением серебра и циркония.

Теплопроводность материала Narloy-Z от температуры взята согласно графическим зависимостям по характерным точкам температуры [91, 92].

Исходные данные по которым проводилась верификация приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1. – Исходные данные для верификации двигателей SSME 40К

Расчетный параметр	Полномасштабный	40 К с водным охлаждением	40 К с регенеративным охлаждением
Общее количество элементов впрыска	600	61	61
Количество дефлекторных элементов впрыска	75	3	3
Диаметр камеры, мм	450,6	143,8	143,8
Диаметр критики, мм	261,75	84,1	84,1
Длина камеры, мм	355,6	355,6	355,6
Степень расширения сопла	5 : 1	7 : 1	5 : 1
Количество каналов охлаждающей жидкости камеры	390	116	128
Ориентация канала охлаждающей жидкости камеры	Осевая	Окружная	Осевая

В расчёте принимается температура водорода на входе в ТО - 22 К, давление на входе - 20 МПа, массовый расход на входе - 7,19 кг/с.

Сравнение измеренных и расчётных тепловых потоков приведено на рисунке 5.4.

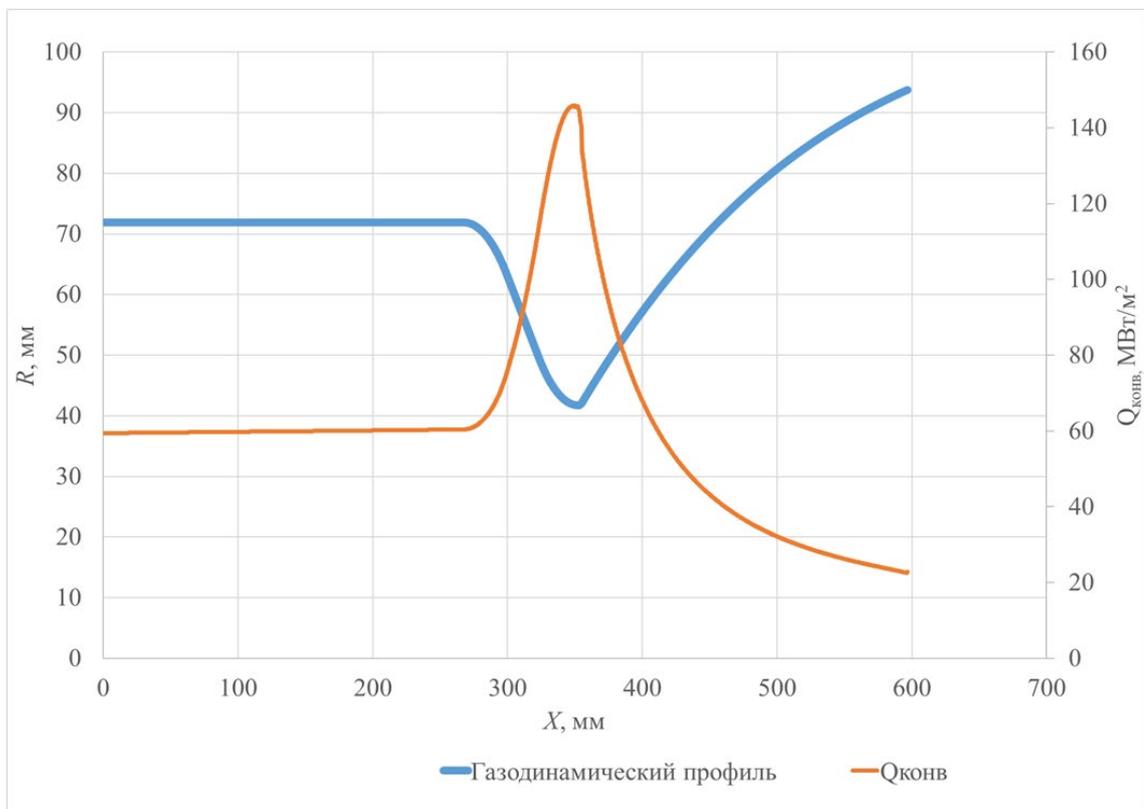
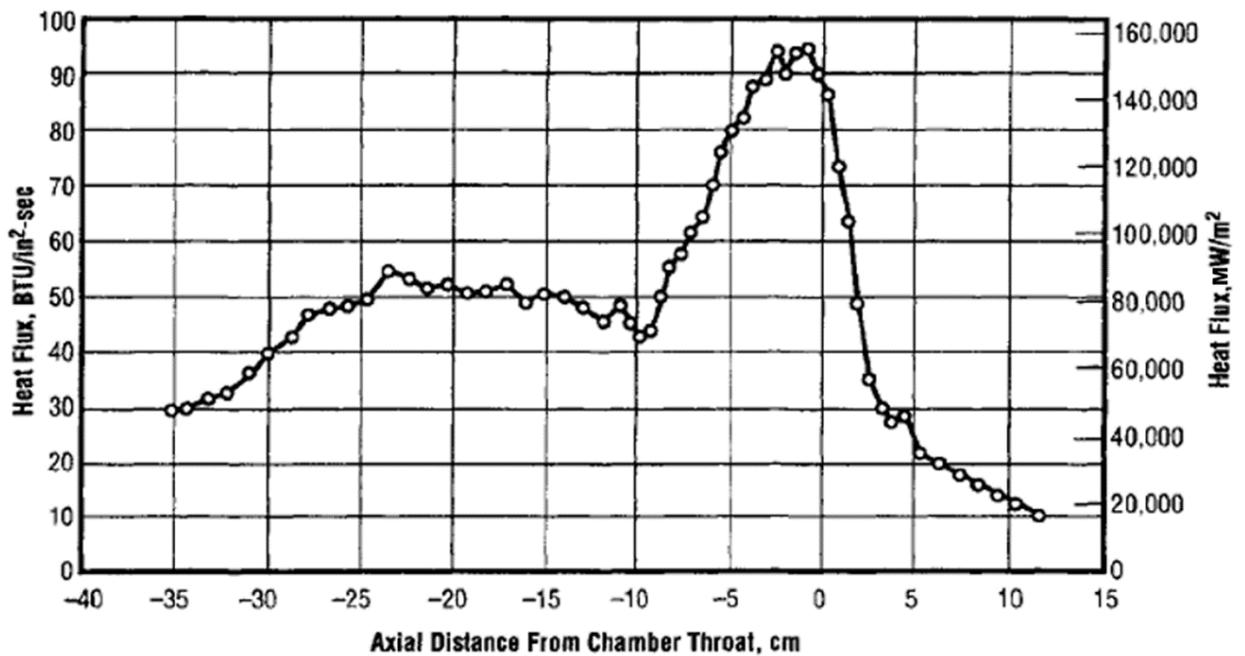


Рисунок 5.4. – Экспериментальные (сверху) и расчётные (снизу) тепловые потоки двигателя SSME 40 К с регенеративным охлаждением

В расчёте принимается температура воды на входе в ТО – 298 К, давление на входе - 10 МПа, массовый расход на входе - 8,99 кг/с.

Сравнение измеренных и расчётных тепловых потоков с водяным охлаждением приведено на рисунке 5.4.

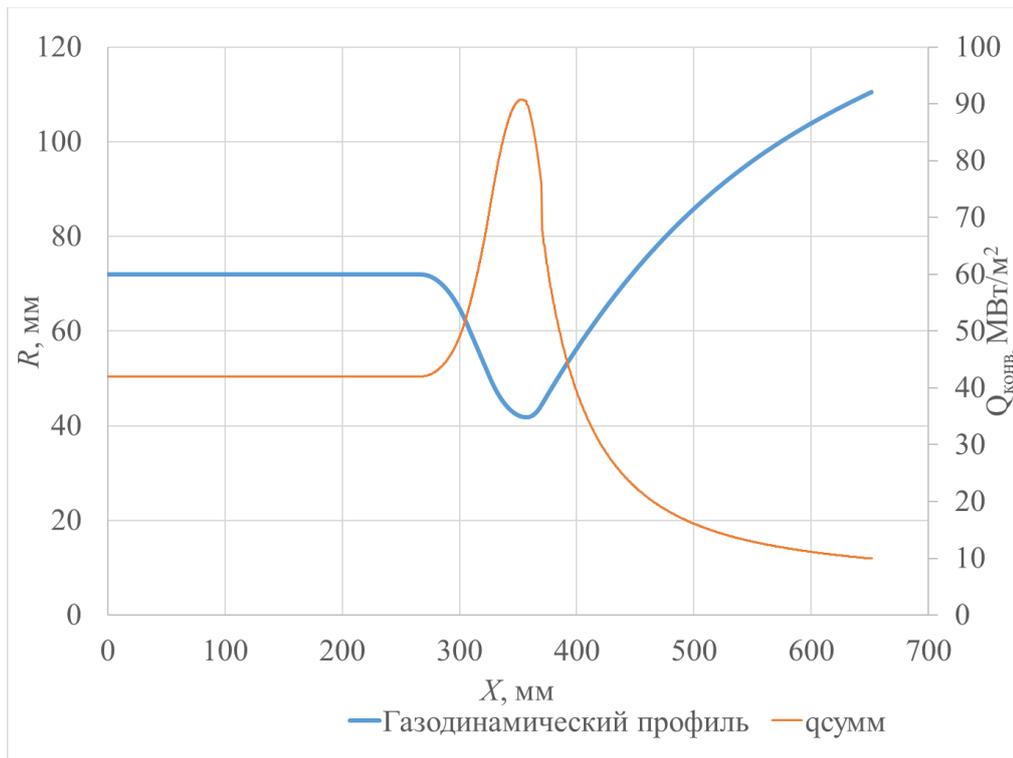
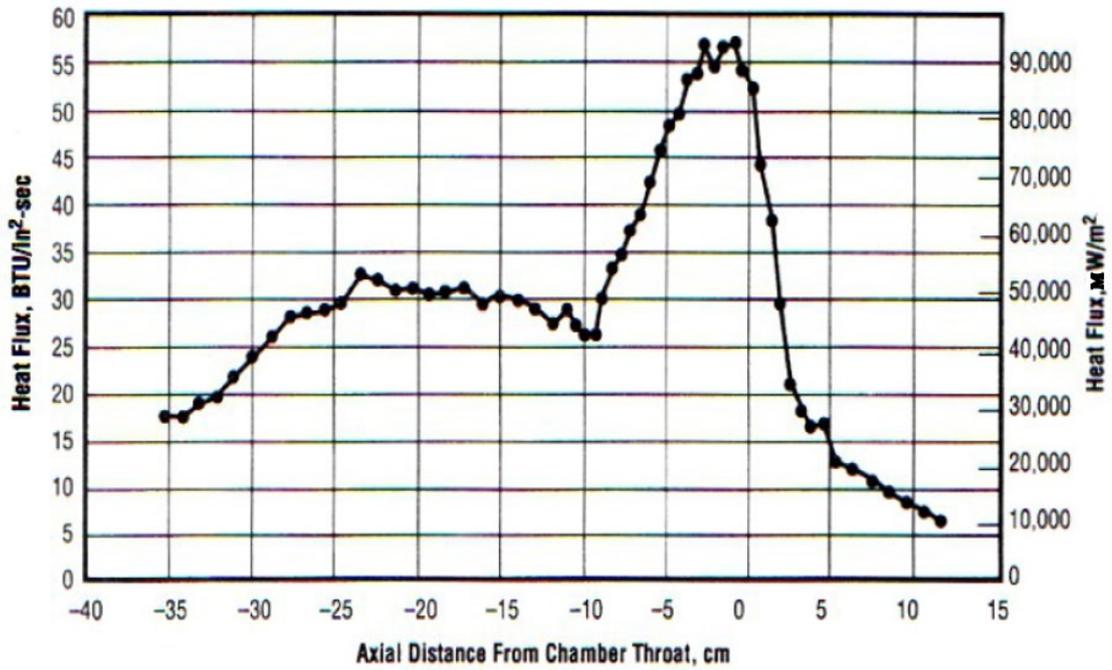


Рисунок 5.5. – Экспериментальные (сверху) и расчётные (снизу) тепловые потоки двигателя SSME 40 К с водяным охлаждением

Согласно приведенным расчётам можно сделать вывод, что в цилиндрической части камеры тепловой поток при водородном и водяном охлаждении

имеет удовлетворительную сходимость, во входной части камеры и срезе сопла имеет хорошую сходимость с экспериментальными данными.

Чтобы проверить точность модуля теплового анализа математической модели, было выполнено сравнение между доступными справочными данными и прогнозом математической модели.

Полученное согласие между прогнозом математической модели и ссылочными данными является достаточным для инструмента, используемого в концептуальных и предварительных проектных исследованиях.

Количественные и качественные различия в результатах могут быть объяснены следующим:

- Математическая модель не имитирует распыление и рассеивание топлива, а также горение капель.
- Свойства горячего газа для теплового анализа извлекаются из квазиодномерной модели потока.
- Теплопередача моделируется с использованием полуэмпирических соотношений.

После проведенного анализа по сравнению тепловых потоков можно сделать вывод, что разработанную математическую модель можно использовать при проектировании камер ЖРД и прогнозировании величин тепловых потоков и температур стенок в камере и сопле, так и для поверочных расчетов уже имеющейся конструкции камеры ЖРД.

Путем варьирования величин геометрических параметров ТО в разработанной математической модели, можно оптимизировать конструкцию с точки зрения требуемых температур стенок, гидравлических потерь и требуемых температур хладагента.

5.3. Расчётно-теоретическое исследование поведения тепловых процессов при варьировании геометрии ТО двигателя SSME 40 К

Так как водород при регенеративном охлаждении выбрасывается за борт. Для модельного двигателя SSME 40 К принята попытка оптимизации конструкции ТО.

Всего проведено три расчёта с варьированием геометрии ТО. Проводилась оценка влияния геометрии ТО на температуру огневой стенки и плотности теплового потока. В первом расчёте варьировалась толщина огневой стенки (0,5 мм, 0,8 мм и 1 мм) камеры и сопла двигателя. Во втором расчёте варьировалась число рёбер в ТО (120, 130 и 140 рёбер). В третьем расчёте применялись внутренние рёбра со стороны огневой стенки для оценки подогрева температуры охладителя на выходе из ТО.

Распределение температуры огневой стенки и плотности теплового потока при разной толщине огневой стенки приведено на рисунке 5.6 и 5.7.

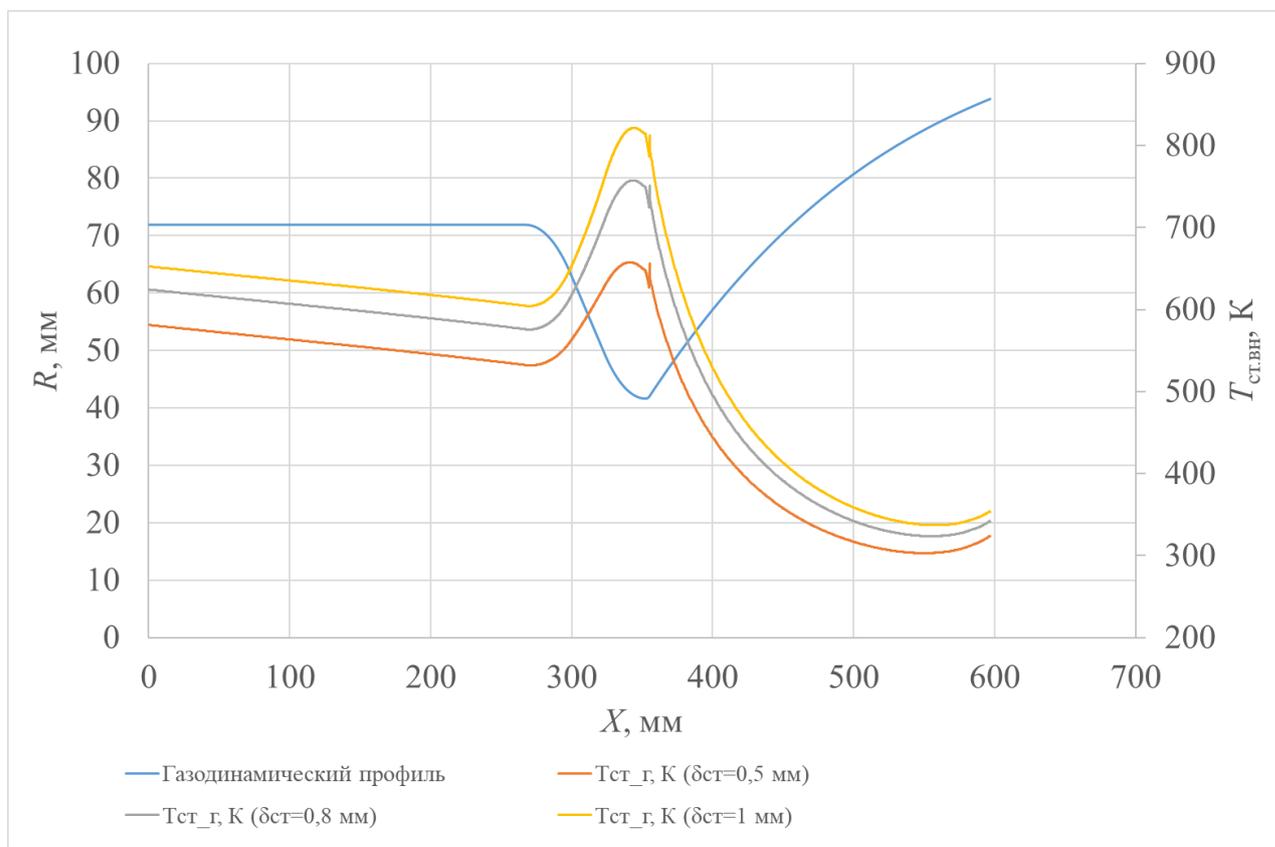


Рисунок 5.6. – Распределение температуры огневой стенки по длине ГДП при разной толщине внутренней стенки

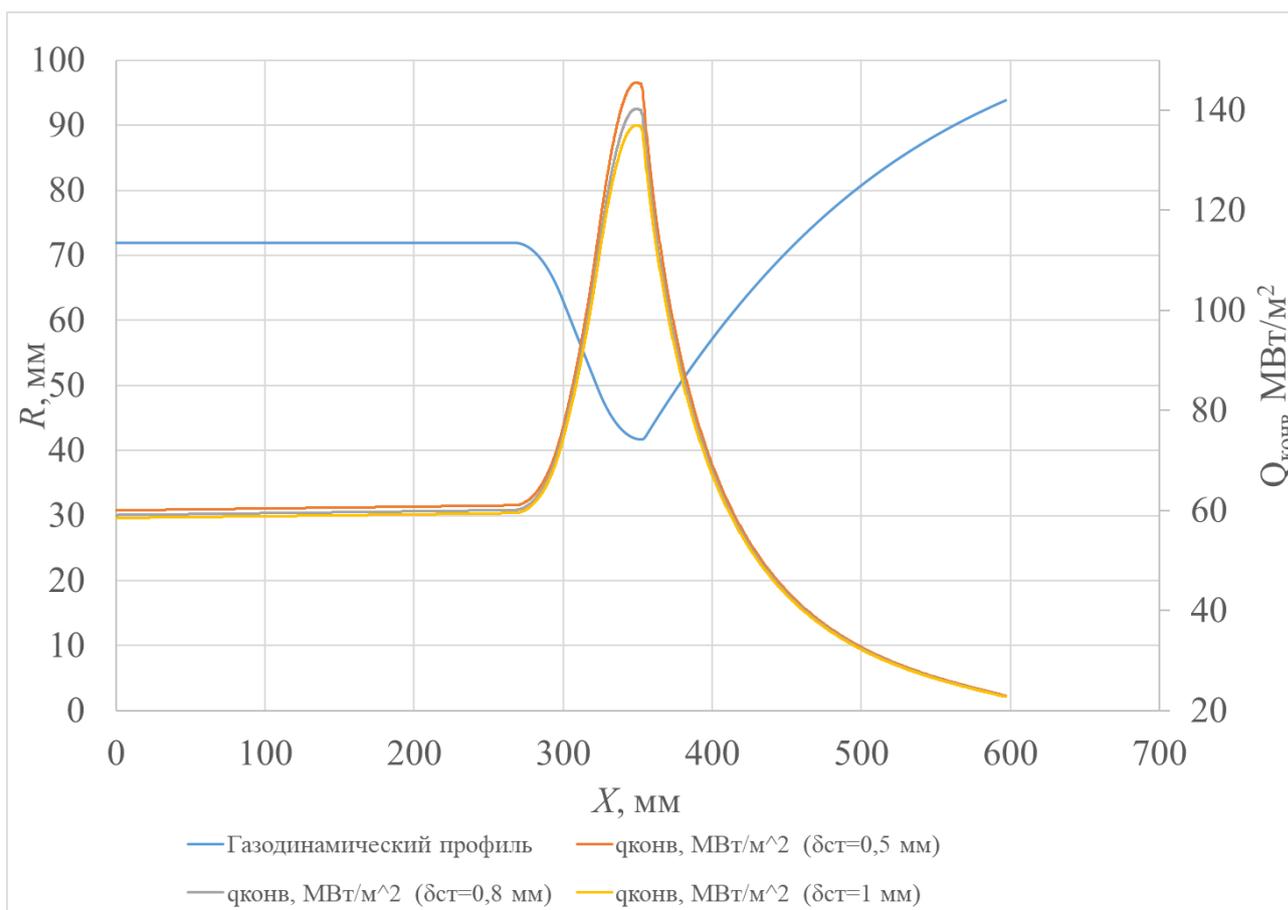


Рисунок 5.7. – Распределение плотности теплового потока по длине ГДП при разной толщине внутренней стенки

Согласно проведенным расчётам можно сделать вывод что более тонкая стенка равная 0,5 мм имеет более меньшую температуру, чем более толстые стенки (0,8 мм и 1 мм).

Величина теплового потока на 4-9 $\text{МВт}/\text{м}^2$ больше для более тонкой стенки, следовательно и подогрев горючего больше. Для снижения температур огневой стенки, внутренняя стенка толщиной 0,5 мм в двигателе SSME 40 К была выбрано верно.

Температура огневой стенки и плотность теплового потока при разном числе рёбер приведена на рисунке 5.8 и 5.9. Давление на выходе из ТО при разном числе рёбер приведено на рисунке 5.10.

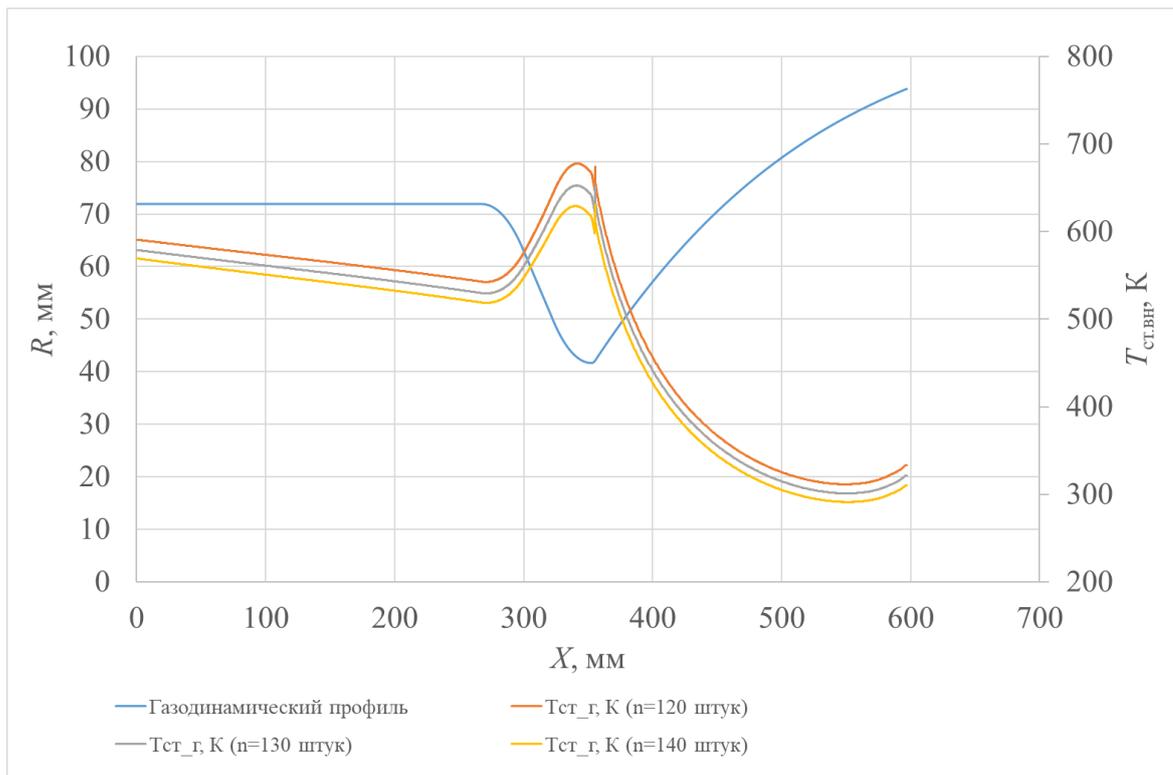


Рисунок 5.8. – Распределение температуры огневой стенки по длине ГДП при разном числе рёбер

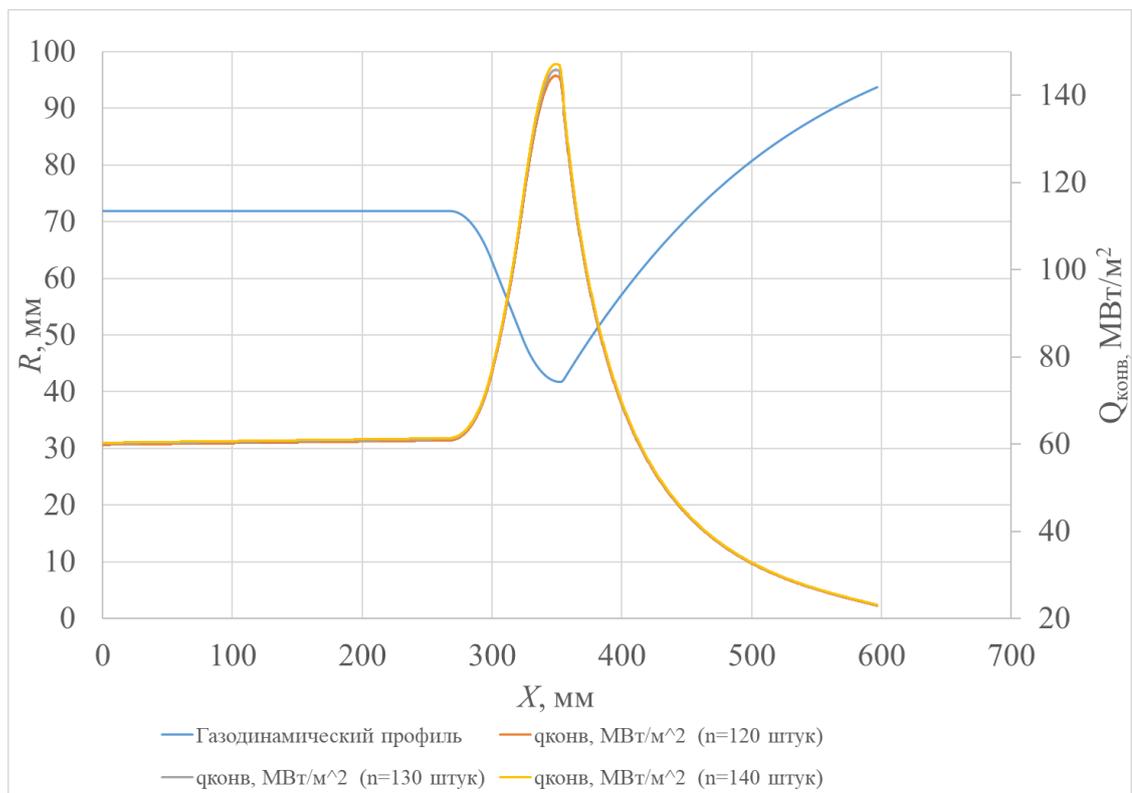


Рисунок 5.9. – Распределение плотности теплового потока по длине ГДП при разном числе рёбер

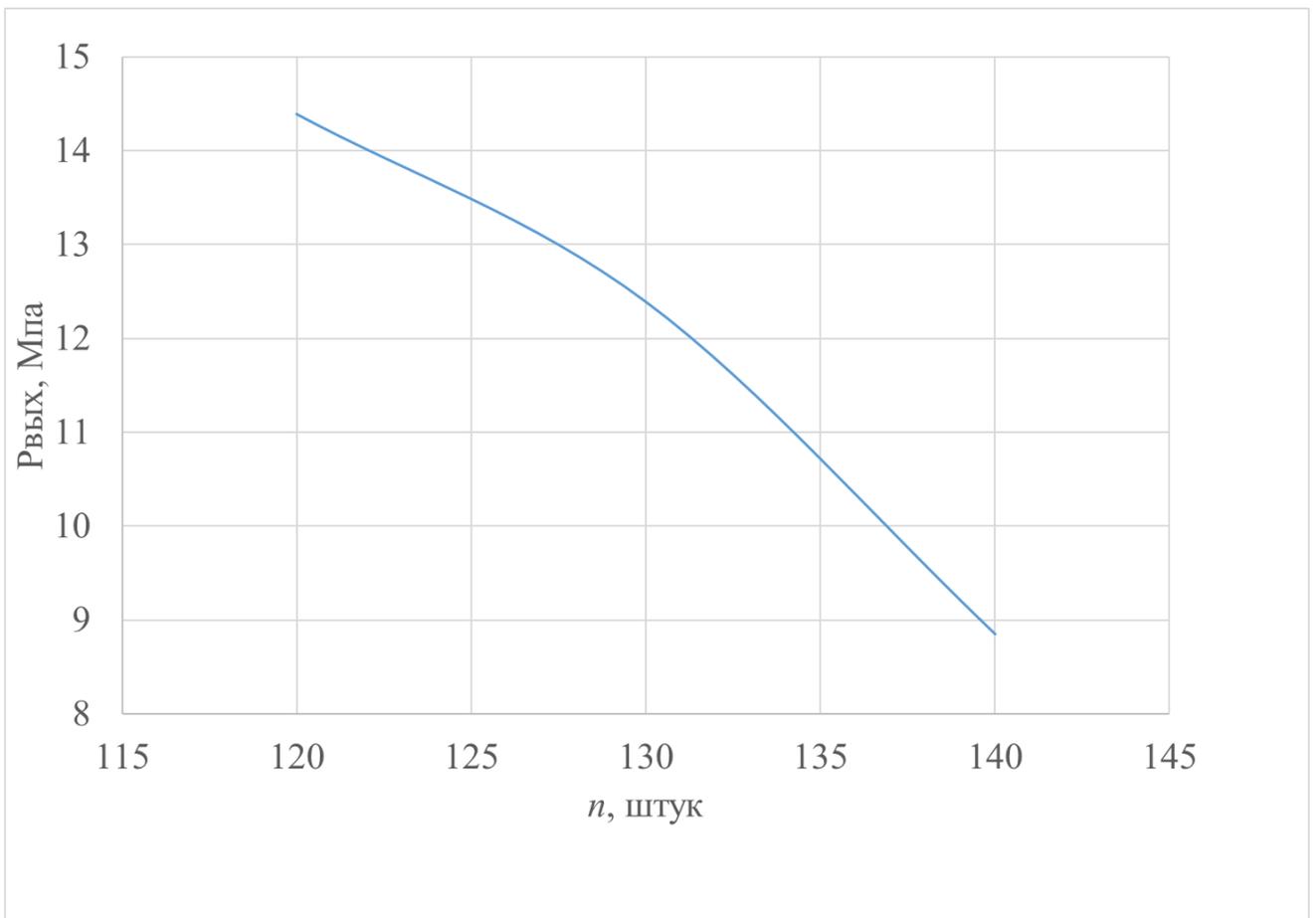


Рисунок 5.10. – Распределение давления на выходе из ТО при разном числе рёбер

Согласно проведенным расчётам можно сделать вывод, что конструкция с числом рёбер равным 140 штук будет менее теплонапряжённой на 26 К. Тепловой поток при разном числе рёбер незначительно меняется $\approx 1 \text{ МВт/м}^2$.

Необходимо принимать во внимания, что снижая общую тепловую нагрузку конструкции при изменении числа рёбер, увеличиваются гидравлические потери в СО.

Это незначительно для модельных двигателей, где автономный хладагент не направляется после ТО в форсуночную головку, а выбрасывается за борт. А в штатных двигателях для снижения тепловой нагрузки при высоких давлениях в камере и тепловых потоков можно использовать интенсификацию теплообмена в теплонапряжённых местах соизмеримую с величиной гидравлических потерь (например нанесением лунок в каналах ТО).

Последний расчёт проводился с наличием внутренних рёбер на огневой стенке камеры. Расчёт осуществлялся для оценки прироста подогрева горючего в отличие от варианта без рёбер внутри камеры.

В таблице 5.2 представлены геометрические параметры внутренних дополнительных рёбер.

Таблица 5.2. – Геометрия внутренних рёбер

Параметр	Значение параметра
Высота ребра, мм	2,0
Толщина ребра, мм	1,2
Количество рёбер, штук	128
Шаг по основанию ребра, мм	2,52
Шаг по торцу ребра, мм	2,62

На рисунке 5.11 представлено изменение температуры охладителя по длине ГДП с наличием рёбер и их отсутствием. Как видно из рисунка наличие внутренних рёбер в камере позволяют поднять температуру хладагента на 78,5 К.

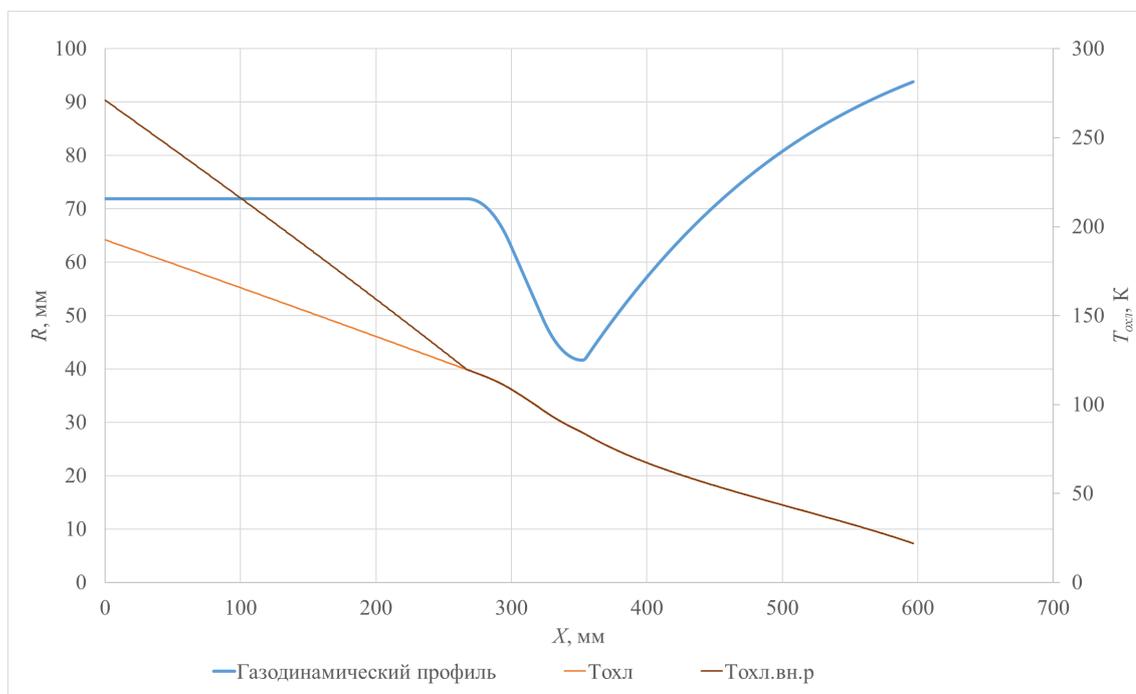


Рисунок 5.11. – Температура охладителя по длине ГДП с наличием внутренних рёбер в камере и их отсутствием

Давление на выходе с конфигурацией без внутреннего оребрения равняется 12,87 МПа, с внутренним оребрением 12,18 МПа. Следовательно с учётом незначительных гидравлических потерь за счёт размещения внутренних рёбер возможно подогреть хладагент на ≈ 80 К.

ВЫВОДЫ

По результатам аналитического обзора, результатам расчётно-теоретического исследования и расчётно-экспериментального исследования можно сделать следующие выводы:

1. В целях увеличения УИТ за счёт эффективной работы двигателя разработана схема охлаждения КС высокотемпературным водородом с учётом подачи его в область форсуночной головки за счёт развития внутренней поверхности КС;

2. Разработана математическая модель процесса охлаждения КС и сопла путём выбора газодинамического профиля учитывающего изменение теплофизических параметров по тракту охлаждения от давления и температуры и термодинамических параметров в КС от КИО и давления в КС;

3. Разработана методика и программа по расчёту газодинамических и теплогидравлических параметров с целью выбора оптимальных геометрических параметров каналов тракта охлаждения;

4. С помощью известных по литературе натуральных экспериментов произведен критический анализ в целях проверки адекватности модели.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Добровольский М.В. Жидкостные ракетные двигатели, Основы проектирования: учебник для высших учебных заведений [Текст] / М.В. Добровольский ; под ред. Д.А. Ягодникова – 3-е изд., доп. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 461 с.
2. Бабкин И.Б. Основы теории автоматического управления ракетными двигательными установками: учебник для высших учебных заведений [Текст] / И.Б. Бабкин ; под ред. М.А. Колосова – М. :Машиностроение, 1978, – 325 с.
3. Беляев Е.Н., Чванов В.К, Черваков В.В. Математическое моделирование рабочего процесса жидкостных ракетных двигателей: Учебник / Е.Н. Беляев, В.К Чванов; В.В. Черваков, под ред. В.К. Чванова – М.: Изд-во МАИ, 1999, – 228 с.
4. Гахун Г.Г. Конструкция и проектирование жидкостных ракетных двигателей: учебник для высших учебных заведений [Текст] / Г.Г. Гахун; под ред. Г.Г. Гахуна – М. : Машиностроение, 1989, – 424 с.
5. Александренков В.П. Расчёт наружного проточного охлаждения камеры жидкостного ракетного двигателя [Текст] / В.П. Александренков ; под ред. В.Н. Афанасьева – М.Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012, – 74 с.
6. Кудрявцев В.М. и др. Основы теории и расчёта жидкостных ракетных двигателей,: учебник для высших учебных заведений [Текст] / В.М. Кудрявцев ; под ред. В.М. Кудрявцева – 2-е изд., доп. – М. : Высш. школа. 1975 – 656 с.
7. Березанская Е.Л. Расчёт конвективных тепловых потоков в сопле Лаваля: учебное пособие [Текст] / Е.Л. Березанская ; под ред. В.Д. Курпатенкова – М. МАИ, 1976, – 76 с.
8. Березанская Е.Л. Расчёт лучистых тепловых потоков: учебное пособие [Текст] / Е.Л. Березанская ; под ред. В.Д. Курпатенкова – М. МАИ., 1989, – 64 с.

9. Березанская Е.Л. Расчёт наружного охлаждения: учебное пособие [Текст] / Е.Л. Березанская ; под ред. Г.М. Погодина – М. МАИ, 1977, – 50 с.
10. Лебединский Е.В. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование [Текст] / Е.В. Лебединский ; под ред. В.Н. Коротева – М. : Машиностроение, 2008, – 512 с.
11. Лебединский Е.В. Компьютерные модели жидкостных ракетных двигателей [Текст] / Е.В. Лебединский ; под ред. В.Н. Коротева – М. : Машиностроение, 2009, – 376 с
12. Булыгин Ю.А., Кретинин А.В. Расчёт теплового состояния камеры ЖРД: учебное пособие [Текст] / Ю.А. Булыгин ; под ред. В.П. Козелкова – Воронеж, ВГТУ, 1997, – 90 с.
13. Булыгин Ю.А., Гуртовой А.А. Теплообмен в камерах сгорания энергетических установок: учебное пособие [Текст] / Ю.А. Булыгин ; под ред. А.А. Гуртового – Воронеж, ВГТУ, 2014, – 150 с.
14. Алемасов В.Е. Основы теории физико-химических процессов в тепловых двигателях и энергетических установках [Текст] / В.Е. Алемасов ; под ред. М.Ф. Величенко – М. : Химия, 2000, 520 с.
15. Бобылёв В.М. Физические свойства наиболее известных химических веществ [Текст] / В.М. Бобылёв ; под ред. В.М. Бобылёва – М, Изд-во РХТУ им. Д.И. Менделеева, 2003, – 23 с.
16. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст] / Н.Б. Варгафтик ; под ред. В.А. Алексеева – М. Изд-во Наука, 1972, –721 с.
17. Атлас конструкций ЖРД, Часть 1 [Текст] / Г.Г. Гахун ; И.Г. Алексеев, Е.Л. Березанская, Э.Л. Гутковский и др. – М. : МАИ, 1969, – 286 с.
18. Ponomarenko A. RPA: Tool for Rocket Propulsion Analysis, Thermal Analysis of Thrust Chambers [Электронный ресурс] – режим доступа:

http://propulsion-analysis.com/downloads/2/docs/RPA_ThermalAnalysis.pdf/A.

Романенко, 2012, – 26 с.

19. Романенко А. RPA: Tool for Rocket Propulsion Analysis [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://propulsion-analysis.com> / А. Романенко. 2014, – 9 с.

20. Кутателадзе С.С. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое [Текст] / С.С. Кутателадзе ; под ред. В.Д. Виленской.– М.: Изд-во Энергия, 1972. – 344 с.

21. Гиршович Т.А. Турбулентные струи в поперечном потоке [Текст] / Т.А. Гиршович ; под ред. Г.Н. Абрамовича.– М.: Изд-во Машиностроение, 1993. – 256 с.

22. Патанкар С. Тепло и массообмен в пограничных слоях [Текст] / С. Патанкар; под ред. А.В. Лыкова.– М.: Изд-во Энергия, 1971. – 128 с.

23. Гришин А.М. Математическое моделирование тепловой защиты [Текст] / А.М. Гришин ; под ред. И.Т. Швеца – М. : Томский университет, 2011, – 358 с.

24. Алемасов В.Е. Теория ракетных двигателей [Текст] / В.Е. Алемасов и др.; под ред. В.П. Глушко – М. : Машиностроение, 1980, –533 с.

25. Первышин А.Н. Метод расчёта гомогенного пристеночного слоя для внутреннего охлаждения камеры сгорания [Текст] / А.Н. Первышин ; – Самара, СГАУ, – 5 с.

26. Воинов А.Л. Метод расчёта течения в соплах с газовой завесой в сверхзвуковой части и определения энергетических и тепловых характеристик сопел ЖРД, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук [Текст] / А.Л. Воинов ; – М. ФГУП Исследовательский центр имени М.В. Келдыша, 2002, – 152 с.

27. Репухов В.М. Тепловая защита вдувом газа [Текст] / В.М. Репухов ; под ред. И.Т. Швеца – М. : Научная думка, 1977, – 392 с.

28. Полежаев Ю.В. Взаимодействие материалов с газовыми потоками [Текст] / Ю.В. Полежаев ; под ред. В.С. Зуева – М. : Машиностроение, 1975, – 224 с.
29. Полежаев Ю.В. Тепловая защита [Текст] / Ю.В. Полежаев ; под ред. В.С. Зуева – М. : Энергия, 1976, – 392 с.
30. Волчков Э.П. Пристенные газовые завесы [Текст] / Э.П. Волчков ; под ред. В.П. Лебедева – Новосибирск, Изд-во Наука, 1983, – 240 с.
31. Исаев С.И. Теория тепломассообмена: учебник для высших учебных заведений [Текст] / С.И. Исаев ; под ред. А.И. Леонтьева – 3-е изд., доп.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 462 с.
32. Arnold R. Influence Parameters on Film Cooling Effectiveness in a High Subscale Combustion Chamber [Текст] / R. Arnold ; – German Aerospace Center (DLR), : AIAA JOURNAL, 2009. – 12 с.
33. Васюков Г.К. Эффективность газовой завесы в сверхзвуковом плоском сопле при щелевом тангенциальном вдуве [Текст] / Г.К. Васюков ; – М.:Изд-во ФГБОУ ВПО «МГТУ им Н.Э. Баумана»,– 10 с.
34. Никитин П.В. Тепловая защита [Текст] / П.В. Никитин ; под ред. М.С. Винниченко – М. : МАИ, 2006. – 512 с.
35. Дружинин А.Н. Тепловая и энергетическая эффективность до – и сверхзвуковых газовых завес в ракетных двигателях малой тяги, Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук [Текст] / А.Н. Дружинин ; – Самара СГАУ,– 213 с.
36. Arnold R., Suslov D.I. Investigation of Film Cooling Efficiency in a High Pressure Subscale LOX/H₂ Combustion Chamber [Текст] / R. Arnold, D.I Suslov, ; – German Aerospace Center (DLR), : AIAA JOURNAL, 2011. – 11 с.
37. Carlson W., Talmor E. Gasous film cooling at various degrees of hot-gas acceleration and turbulence levels [Текст] / W. Carlson, E. Talmor, ; – German Aerospace Center (DLR), : Heat Mass Transfer., 1968. – 20 с.

38. Zhukov V. Modeling of Combustion and Heat Transfer on Rocket Combustion Chambers Using CFX [Текст] / V. Zhukov ; – German Aerospace Center (DLR), : Ansys Conference, 2015. – 9 с.
39. Francesco D. Modeling and Simulation of Film Cooling an Liquid Rocket Engine Propulsion Systems [Текст] / D. Francesco ; – Sapienza University of Rome, : AIAA JOURNAL, 2016. – 12 с.
40. Arnold R., Suslov D.I. Film Cooling Efficiency in a High Pressure Sub-scale Combustion Chamber [Текст] / R. Arnold, D.I Suslov, ; – German Aerospace Center (DLR), : AIAA JOURNAL, 2010. – 11 с.
41. Jong-Gyu K. Film Cooling Effects on Wall Heat Flux of a Liquid Propellant Combustion Chamber [Текст] / K. Jong-Gyu, ; – Space Propulsion Division, Korea Aerospace Research Institute, : AIAA JOURNAL, 2006. – 8 с.
42. Салахутдинов Г.М. Развитие методов теплозащиты в жидкостных ракетных двигателях [Текст] / Г.М. Салахутдинов ; под ред. С.М. Дьяченко.– М.: Изд-во Наука, 1984. – 256 с.
43. Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures, Military Handbook – MIL – HDBK – 5H [Текст] – Department of defense, Federal Aviation Administration, :1998.
44. Коваленко Л.М. Теплообменники с интенсификацией чи [Текст] / Л.М. Коваленко ; под ред. П.Г. Удыма.– М.: Изд-во Энергоатомиздат, 1986. – 240 с.
45. Золотоносов Я.Д. Трубчатые теплообменники. Моделирование, расчёт [Текст] / Я.Д. Золотоносов ; под ред. А.Н. Николаева.– М.: Изд-во Лань, 2018. – 272 с.
46. Francesco D. Transient simulations of the RL-10A-3-3A rocket engine– Sapienza University of Rome, : AIAA JOURNAL, 2016. – 12 p.
47. Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование ЖРД. - М.: Машиностроение, 1989.-296 с.

48. Березанская Е.Л., Курпатенков В.Д., Надеждина Ю.Д. Расчет наружного проточного охлаждения.- М.: МАИ, 1977.-52 с.

49. Беляков В. А., Василевский Д. О., Ермашкевич А.А. и др. Проектирование системы охлаждения многофазового жидкостного ракетного двигателя на трёхкомпонентном топливе / В. А. Беляков, Д. О. Василевский, А. А. Ермашкевич и др. // Сибирский аэрокосмический журнал. 2021. Т. 22, № 2. С. 316–327. Doi: 10.31772/2712-8970-2021-22-2-316-327.

50. Беляков В. А., Василевский Д. О., Ермашкевич А.А. и др. Развитие концепции многофазового жидкостного ракетного двигателя на трёхкомпонентном топливе / В. А. Беляков, Д. О. Василевский, А. А. Ермашкевич и др. // Сибирский аэрокосмический журнал. 2021. Т. 22, № 1. С. 121–136. Doi: 10.31772/2712-8970-2021-22-1-121-136.

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

52. Гуртовой А.А., Иванов А.В., Скоморохов Г.И и др. Расчет и конструирование агрегатов ЖРД: учеб. пособие [Электронный ресурс] / А.А. Гуртовой, А.В. Иванов, Г.И. Скоморохов, Д.П. Шматов; под ред. ОАО «Конструкторское бюро химавтоматики» (г. Воронеж) (начальник отдела 116 Ю.В. Демьяненко); д-р техн. наук, проф. А.В. Кретинин. – Воронеж. : ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет», 2016. – 166 с.

53. Горохов В.Д., Ефимочкин Г.И., Зивозион Г.И. Разработка КБХА жидкостных ракетных двигателей и установок в период 2001 – 2011 гг. // Международный научный журнал «Космонавтика», 2012. № 1-2, С. 24–31.

54. Гончаров Г.И., Гуртовой А.А., Липлявый И.В и др. Создание кислородно-водородных жидкостных ракетных двигателей семейства РД0146 для

верхних ступеней и разгонных блоков перспективных ракет-носителей. // Международный научный журнал «Космонавтика», 2012. № 1-2, С. 8–23.

55. Шляхов В.И., Овчинников С.В. ЖРД безгенераторной схемы для межорбитальных буксиров. Обзор по материалам зарубежной печати за 1980-1990 гг. Центр научно-технической информации "Поиск", ГОНТИ-8. 1991.

56. Yoshihiro Naruo., Nobuhiro Tanatsugu., Koichi Suzuki. Development study of LOX/LH₂ High Pressure Expander Cycle Engine // JSTS. Vol.4, No.1, Pp 11-20.

57. Pascal Pempie., Luca Boccaletto. LOX/CH₄ EXPANDER UPPER STAGE ENGINE. 55 th International Astronautical Congress. October 2004, Vancouver, British Columbia.

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

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

60. Затонский А.В. Численное моделирование и расчет течения и теплообмена в системе с межканальной транспирацией теплоносителя: дис. канд. техн. наук. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1996. – 106 с.

61. Бессард Р., Делауэр Р. Ядерные двигатели для самолётов и ракет ; под ред. О.Н. Фаворского. – М.: Военное издательство министерство обороны СССР, 1967. – 398 с.

62. Тимнат И. Ракетные двигатели на химическом топливе; пер. с англ.– М.: МИР, 1990. – 294 с.

63. Костюк В.В., Фирсов В.П. Теплообмен и гидродинамика в криогенных двигательных установках ; под ред. О.Н. Фаворского.– М.: Наука, 2015. – 319 с.

64. Гуртовой А.А., Лобов С.Д., Рачук В.С., Шостак А.В. Работы КБ Химавтоматики по созданию кислородно-водородных жидкостных ракетных двигателей. Космическая техника и технологии. 2004. № 1(4), С. 60–66.
65. КБ Химавтоматики. Научно-технический юбилейный сборник 1941-2001. ИПФ «Воронеж», Воронеж, 2001. – 269 с.
66. Демянко Ю. Г., Конюхов Г. В., Коротеев А. С и др. Ядерные ракетные двигатели - М.: Норма-Информ, 2001. - 415 с.
67. Андреев А. В., Лебедев В. А., Чепкин В. М. Неустойчивость горения водорода и кислорода в жидкостных ракетных двигателях с дожиганием генераторного газа. - М.: Навигатор-Экстра, 2000. - 156 с.
68. Светлов Ю В. Интенсификация гидродинамических и тепловых процессов в аппаратах с турбулизаторами потока. теория, эксперимент, методы расчёта - М.: ИНФРА-М, 2016. - 304 с.
69. Митрофанова О В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерных энергетических установок. - М.: Ленанд, 2020. - 352 с.
70. Калинин Э. К., Дрейцер Г.А., Копп И.З., Мякочин А.С. Эффективные поверхности теплообмена. - М.: Энергоатомиздат, 1998. - 408 с.
71. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. - Казань.: Центр инновационных технологий, 2009. – 560 с.
72. Гортышев Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В. Теплогидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. - Казань.: Центр инновационных технологий, 2009. – 531 с.
73. Дзюбенко Б.В., Кузьма-Кичта Ю.А., Леонтьев А.И. Интенсификация тепло- и массообмена на макро-, микро- и наномасштабах. - М.: ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2008. – 531 с.

74. Дзюбенко Б.В., Кузьма-Кичта Ю.А., Кутепов А.М. Интенсификация тепло- и массообмена в энергетике. - М.: ФГУП «ЦНИИАТОМИНФОРМ», 2003. – 237 с.
75. Чудина Ю.С. Рабочие процессы в ракетном двигателе малой тяги на газообразных компонентах топлива кислород и метан: дис. канд. техн. наук. – М.: МАИ, 2014. – 167 с.
76. Ковалев Б.К. Развитие ракетно-космических систем выведения. - М.: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана», 2014. – 398 с.
77. Зрелов В.Н., Серегин Е.В. Жидкие ракетные топлива. - М.: Химия, 1975. – 320 с.
78. Брегвадзе Д. Т., Габидулин О. В. Применение топлива кислород + метан в жидкостных ракетных двигателях // Политехнический молодежный журнал. 2017. № 12, Doi: DOI: 10.18698/2541-8009-2017-12-205
79. Кирдюшкин Ю. С. Потенциал водородного топлива гражданской авиации будущего // Научный вестник МГТУ ГА. 2013. № 194, Doi: DOI: 10.18698/2541-8009-2017-12-205
80. Загашвили Ю.В., Левихин А.А., Кузьмин А.М. и др. Технология получения водорода с использованием малогабаритных транспортабельных установок на основе высокотемпературных газогенераторов синтез-газа // Вопросы материаловедения, 2017, №2, с. 92-109.
81. Загашвили Ю.В., Левихин А.А., Кузьмин А.М. Основы проектирования трехкомпонентных газогенераторов синтез-газа // Нефтегазохимия, 2017, №4, с.9-16.
82. Загашвили Ю.В., Левихин А.А., Кузьмин А.М. Опытные установки на основе высокотемпературных реакторов для решения задач газохимии, нефтехимии и экологии // Проблемы геологии, разработки и эксплуатации месторождений и транспорта трудно извлекаемых запасов углеводородов. – Ухта: УГТУ, 2018, с. 229-234.

83. Бильмаер В.В. Теплообмен и гидравлические сопротивления в компланарных каналах рекуперативных теплообменных аппаратов жилищно-коммунального хозяйства и бытовой техники: дис. канд. техн. наук. – М.: МГУС, 2005. – 100 с.

84. Ибрагимов У.Х. Выбор и сравнение эффективности методов интенсификации теплообмена в промышленных теплообменных аппаратах// Молодой учёный, 2017, №4, с. 145-147.

85. Маграквелидзе Т.Ш. Интенсификация теплообмена методом искусственной шероховатости – достижения и нерешенные проблемы// 6-й Минский международный форум по тепломассообмену, ММФ 2008, Минск, Май 19-23, 2008

86. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников: - Л.: Энергия, 1980. – 144 с.

87. Поляков Т.В. Состояние и перспективы водородной энергетики в России и мире [Электронный ресурс] – режим доступа: https://mgimo.ru/files/120132/polyakova_vodorod.pdf, 2012, – 37 с.

88. Патент 2728657, Российская Федерация, МПК6 F 02 К 9/46. Камера жидкостного ракетного двигателя, работающего по безгазогенераторной схеме (варианты) / Горохов В. Д., Хрисанфов С. П., Иванова О. С. ; заявитель КБХА. № 2019115307 ; заявл. 20.05.2019 ; опубл. 31.07.2020. 10 с.

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

90. Dexter E., Fisher F., Hulka R. Scaling Techniques for Design, Development, and Test. Liquid Rocket Thrust Chambers – Aspect of Modeling, Analysis, and Design – Progress in Astronautics and Aeronautics, Volume 200.

91. Ellis D., Michael G. Mechanical and Thermal Properties of Two Cu-Cr-Nb Alloys and Narloy-Z – National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, October 1996. - 206 с.

92. Esposito J., Zabora R. «Thrust Chamber Life Prediction» Volume 1 – Mechanical and Physical Properties of High Performance Rocker Nozzle Materials National Aeronautics and Space Administration, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, March 1975, 54 c.