МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ академика С.П. Королева»
(Самарский университет)

Проектирование быстропроточного CO_2-лазера

Самара 2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ академика С.П. Королева»
(Самарский университет)

Проектирование быстропроточного CO_2-лазера

методические указания к практической работе и курсовому проекту

Самара 2017

УДК 535.8

Составители: П.Е.Тимченко, Е.В.Тимченко
Рецензент: к.т.н. Ендуткина Е.А.

Проектирование быстропроточного CO_2-лазера: метод. указ. / сост. П.Е. Тимченко, Е.В. Тимченко – Самара: Изд-во Самарский университет, 2017. – 62 с: ил.

Приведены расчеты параметров смеси, оптического резонатора и газоразрядной камеры БПЛ с самостоятельным разрядом, расчет оптических элементов, расчет теплообменника, расчет газодинамического тракта, расчет осевого компрессора для проектирования быстропроточного CO_2-лазера.

Методические указания предназначены для студентов дневного отделения Самарского университета, обучающихся по специальности 12.03.05 «Лазерная техника и лазерные технологии» по дисциплине «Теория проектирования лазерных систем»

© Самарский университет, 2017

Оглавление

Исходные данные для расчета 5
Введение 7
Условные обозначения переменных. 7
Условные обозначения индексов. 9
Исходные данные примера: 10
1. Расчёт параметров смеси. 11
Выводы по первой части: 13
2. Расчёт оптического резонатора и газоразрядной камеры БПЛ с самостоятельным разрядом. 13
Выводы ко второму разделу: 18
3. Расчёт оптических элементов 18
3.1. Расчёт интенсивности лазерного излучения, падающего на поверхность зеркал. 18
3.2. Расчёт параметров охлаждения зеркал 19
3.3 Окно вывода излучения 22
3.4 Расчет системы охлаждения окна 23
3.5 Оценка стойкости окна к термораскалыванию 27
Выводы к третьей части: 27
4. Расчёт теплообменника 28
Выводы к четвёртой части: 38
5. Расчет газодинамического тракта 39
5.1 Газоразрядная камера 40
5.2 Выходной диффузор 44
5.3 Поворот потока 47
5.4 Теплообменник 49
5.5 Прокачное устройство 52
6. Расчет осевого компрессора 53
Выводы к шестой части: 59
Заключение 59
Список использованных источников 60

Задание к практической работе

1. Рассчитать параметры газовой смеси
2. Выполнить расчет газоразрядной камеры и резонатора
3. Рассчитать теплообменник
4. Выполнить расчет газодинамического тракта, оценить потери
5. Рассчитать и спроектировать прокачное устройство.

Исходные данные для курсового проекта

Исходные данные для расчёта заданы в таблице 1.
V(CO2), V(N2), V(He) – объёмные доли газов в смеси
P_{laz} - мощность излучения лазера;
$V_{ГРК}$ - скорость газовой смеси на входе в ГРК;
$T_{ГРК}$ - температура газовой смеси на входе в ГРК;
λ – длина волны лазера.

Вариант	$V(CO_2)$	$V(N_2)$	V(He)	Plaz, Вт	$V_{ГРК}$, м\с	$T_{ГРК}$, К	λ, мкм
1	1	1	2	5000	180	325	10.6
2	1	1	3	4850	170	330	10.6
3	1	1	4	4700	160	335	10.6
4	1	1	5	4550	150	340	10.6
5	1	1	6	4400	140	345	10.6
6	3	2	7	3650	160	345	10.6
7	1	1	7	4250	130	350	10.6
8	3	2	6	3500	150	350	10.6
9	2	3	7	4100	120	355	10.6
10	3	2	5	3350	140	355	10.6
11	2	3	6	3950	110	360	10.6
12	2	1	7	3200	130	360	10.6
13	2	3	5	3800	170	365	10.6
14	2	1	6	3050	120	365	10.6
15	2	1	5	2900	110	370	10.6

Вариант	$V(CO_2)$	$V(N_2)$	V(He)	Plaz, Вт	$V_{ГРК}$, м\с	$T_{ГРК}$, К	λ, мкм
16	2	1	8	2750	100	375	10.6
17	1	2	7	2600	90	380	10.6
18	1	2	6	2450	80	385	10.6
19	2	3	7	2300	70	390	10.6
20	2	3	6	2150	60	395	10.6
21	2	3	5	2000	50	400	10.6
22	3	2	7	1850	40	405	10.6
23	3	2	6	1700	30	410	10.6

Пример расчёта приводится для следующих данных:
Мощность излучения лазера $P_{изл}$=3000 Вт;
Скорость газовой смеси на входе в ГРК V=100 м/с;
CO_2:N_2:He=1:1:11
Температура газовой смеси на входе в ГРК $T_{вх}$=300 К.

Введение

Основные требования к новым технологиям в настоящее время заключаются прежде всего в их экологической чистоте, энергетической и ресурсной экономичности, полной автоматизации при сохранении традиционных требований высокой производительности и максимального экономического эффекта.

Лазерная технология, несомненно, относиться к разряду новых технологий, что видно как из факторов ее распространяющихся применений, так и из ее очевидных преимуществ. Основными преимуществами этой технологии являются экологическая чистота, возможность осуществления процессов, недоступных большинству других технологий, возможность полной автоматизации и высокая производительность процессов.

Создание новых лазеров и лазерных комплексов несомненно является важной задачей современной науки и техники.

Условные обозначения переменных.

α - коэффициент теплообмена или угол раскрытия

β - коэффициент поглощения

Δ - осевой зазор

γ - коэффициент теплового расширения

δ - толщина

ε - поправочный коэффициент

η - КПД

θ - угловая расходимость пучка

λ - длина волны или газодинамическая функция

μ - молярная масса или

ξ - коэффициент сопротивления трения

ρ - плотность

σ - предел прочности

υ - объёмные доли или

χ - коэффициент оребрения или коэффициент искажения волнового фронта

ω - удельный энерговклад

A - коэффициент поглощения

a
b, - геометрические размеры

C - теплоёмкость

D
d, - диаметры

E - напряжённость электрического поля или коэффициент эффективности или модуль Юнга

F - площадь

f - фокусное расстояние

G - расход

g - массовые доли или ускорение свободного падения

h
H, - высота

I - электрический ток или интенсивность или функция Бесселя

K - теплопроводность или функция Бесселя

k - коэффициент ослабления или коэффициент адиабаты

L - длина или работа

M - коэффициент увеличения резонатора или число Маевского

m - вспомогательная функция

N - число

n - показатель преломления или коэффициент запаса

Nu - число Нуссельта

P - вспомогательная функция

p - давление

Pr - число Прандтля

q - газодинамическая функция

Q - тепло

R - коэффициент отражения или радиус кривизны или вспомогательная функция

Re - число Рейнольдса

S - площадь или шаг

T - температура

U - напряжение или коэффициент

V - скорость газа или доли компонентов смеси

W - мощность

x - характерный размер канала

Z - число ступеней

Условные обозначения индексов.

Σ - смесь

1 - начальная

2 - конечная

0 - внутренний

ad - адиабатическая

Al - алюминий

Cu - медь

d - для диаметра трубки или диффузора

D - для диаметра рёбер

dop - допустимый

el - электрическая

f - Френель

g - глухое

gydr - гидравлические

laz - лазер

m - местные

max - максимальный

n - наружный

na - направляющий аппарат

nach - начальный

oxl - охлаждение

p - резонатор и поворотное зеркало

pogl - поглощённая

pov - поворот

pr - прочность или приведённый

pu - прокачное устройство

r - рёбра

rash - расширение

rk - рабочее колесо

sr - средняя

st - сталь

t - теплообменник

tepl - тепловые

tr - трубка или трение

v - выходное или внутреннее

vo - выходное окно

vx - входная

z - зеркало

Исходные данные примера:

Доли газов

$V_{CO2} := 2$

$V_{N2} := 4$

$V_{He} := 20$

Мощность лазера

$P_{laz} := 5.3 \cdot 10^3$ Вт

Скорость газа в ГРК

$V_p := 130$ м/с

Температура газа в ГРК

$T_{p1} := 300$ К

Длина волны

$\lambda := 10.6 \cdot 10^{-6}$ м

1. Расчёт параметров смеси.

Объёмные доли:

$V_{\Sigma} := V_{CO2} + V_{N2} + V_{He}$

$V_{\Sigma} = 26$

$\upsilon_{CO2} := \frac{V_{CO2}}{V_{\Sigma}}$

$\upsilon_{CO2} = 0.0769$

$\upsilon_{N2} := \frac{V_{N2}}{V_{\Sigma}}$

$\upsilon_{N2} = 0.1538$

$\upsilon_{He} := \frac{V_{He}}{V_{\Sigma}}$

$\upsilon_{He} = 0.7692$

Молярные массы берём из таблицы Менделеева:

$\mu_{CO2} := 44.009$ г/моль

$\mu_{N2} := 28.014$ г/моль

$\mu_{He} := 4.003$ г/моль

$\mu_{\Sigma} := \upsilon_{CO2} \cdot \mu_{CO2} + \upsilon_{N2} \cdot \mu_{N2} + \upsilon_{He} \cdot \mu_{He}$

$\mu_{\Sigma} = 10.7744$ г/моль

Газовая постоянная:

$R_{\Sigma} := \frac{8314.2}{\mu_{\Sigma}}$

$R_{\Sigma} = 771.6636$ Дж/моль К

Массовые доли:

$$g_{CO2} := \upsilon_{CO2} \cdot \frac{\mu_{CO2}}{\mu_{\Sigma}}$$

$$g_{CO2} = 0.3142$$

$$g_{N2} := \upsilon_{N2} \cdot \frac{\mu_{N2}}{\mu_{\Sigma}}$$

$$g_{N2} = 0.4$$

$$g_{He} := \upsilon_{He} \cdot \frac{\mu_{He}}{\mu_{\Sigma}}$$

$$g_{He} = 0.2858$$

Изобарные и изохорные теплоёмкости: т. к. в среднем в ГРК происходит нагрев смеси на 100К, то берём изобарные теплоёмкости для температуры 350К из таблицы [1] стр.193.

$Cp_{CO2} := 891$ Дж/кг К

$Cp_{N2} := 1033$ Дж/кг К

$Cp_{He} := 5200$ Дж/кг К

$$Cv_{CO2} := Cp_{CO2} - \frac{8314.2}{\mu_{CO2}}$$

$Cv_{CO2} = 702.0796$ Дж/кг К

$$Cv_{N2} := Cp_{N2} - \frac{8314.2}{\mu_{N2}}$$

$Cv_{N2} = 736.2127$ Дж/кг К

$$Cv_{He} := Cp_{He} - \frac{8314.2}{\mu_{He}}$$

$Cv_{He} = 3123.0077$ Дж/кг К

$$Cv_{\Sigma} := g_{CO2} \cdot Cv_{CO2} + g_{N2} \cdot Cv_{N2} + g_{He} \cdot Cv_{He}$$

$Cv_{\Sigma} = 1407.6145$ Дж/кг К

$$Cp_{\Sigma} := g_{CO2} \cdot Cp_{CO2} + g_{N2} \cdot Cp_{N2} + g_{He} \cdot Cp_{He}$$

$Cp_{\Sigma} = 2179.2781$ Дж/кг К

Показатель адиабаты:

$$k := \frac{Cp_{\Sigma}}{Cv_{\Sigma}}$$

$k = 1.5482$

Выводы по первой части:

Объёмная доля гелия велика, но за счёт его низкой молярной массы массовая доля гелия не более трети. Гелий увеличивает изохорную и изобарную теплоёмкости в два раза.

2. Расчёт оптического резонатора и газоразрядной камеры БПЛ с самостоятельным разрядом.

Дано:

$P_{laz} = 5300$ Вт

Примем:

Удельный массовый энерговклад

$\omega_g := 220$ Дж/гр

Произведение <j E>h=W_h

$W_h := 14$ Вт/см²

Число Френеля

$N_f := 10$

Число проходов

$N := 4$

Коэффициент увеличения резонатора

$M := 2$

Коэффициент отражения зеркала

$R_z := 0.99$

Коэффициент поглощения зеркала

$A_z := 0.01$

Квантовый КПД

$\eta_{kv} := 0.41$

Колебательный КПД разряда

$\eta_k := 0.8$

КПД оптического резонатора

$\eta_r := 0.75$

КПД использования объёма ГРК

$\eta_o := 0.8$

Электрооптический КПД

$\eta_e := 0.7$

КПД лазера:

$\eta := \eta_{kv} \cdot \eta_k \cdot \eta_r \cdot \eta_o \cdot \eta_e$

$\eta = 0.1378$

Плотность смеси:

$$\rho_p := \frac{\left(\frac{N+1}{2} + 2\right) \cdot W_h \cdot 10^4}{V_p \cdot \omega_g}$$

$\rho_p = 22.028$ гр/м³

Давление смеси:

$p_p := \rho_p \cdot 10^{-3} \cdot R_\Sigma \cdot T_{p1}$

$p_p = 5099.455$ Па

$\frac{p_p}{133.3} = 38.2555$ Тор

Мощность энерговклада в ГРК:

$$W_{el} := \frac{P_{laz}}{\eta}$$

$W_{el} = 3.8473 \times 10^4$ Вт

Общая длина резонатора:

$$L_p := \left[\frac{W_{el} \cdot N}{\left(\frac{N+1}{2} + 2\right) \cdot \left(W_h \cdot 10^4\right) \cdot \left(\sqrt{4 \cdot N_f} + 2\right) \cdot \sqrt{\lambda}}\right]^{\frac{2}{3}}$$

$L_p = 4.3308$ м

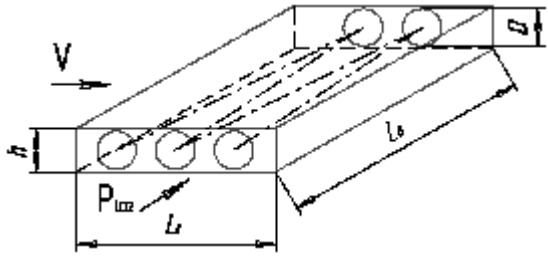

Рис.1. Геометрические размеры ГРК

Высота ГРК:

$$h := \left(\sqrt{4 \cdot N_f} + 2\right) \cdot \sqrt{\lambda \cdot L_p}$$

$$h = 0.0564 \quad \text{м}$$

Длина ГРК вдоль оптической оси:

$$L_o := \frac{L_p}{N}$$

$$L_o = 1.0827 \quad \text{м}$$

Длина ГРК вдоль по потоку

$$L_{ii} := \left(\frac{N + 5}{2}\right) \cdot h$$

$$L_{ii} = 0.2538 \quad \text{м}$$

Геометрические памраметры резонатора:

Размер первой зоны Френеля

$$d_1 := \sqrt{\lambda \cdot L_p}$$

$$d_1 = 0.0068 \quad \text{м}$$

Диаметр вогнутого зеркала:

$$D := h - 2\sqrt{\lambda \cdot L_p}$$

$$D = 0.0429 \quad \text{м}$$

Диаметр выходого зеркала:

$$D_0 := \frac{D}{2}$$

$$D_0 = 0.0214 \quad \text{м}$$

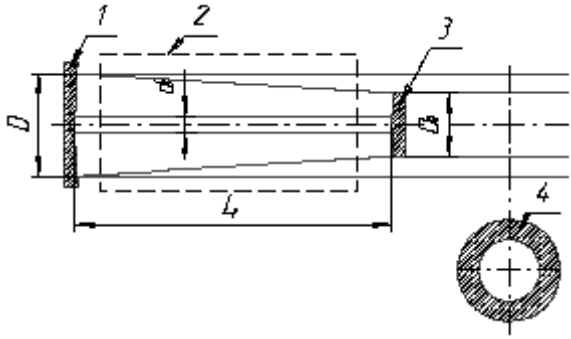

Рис.2. Схема неустойчивого резонатора [1] стр. 234: 1 - глухое зеркало; 2 - активная среда; 4 - поперечное сечение выходного пучка излучения

Коэффициент усиления слабого сигнала:

$$k_o := \frac{\ln(M)}{L_p \cdot \left[1 - \frac{(N+1)\cdot A_z}{\ln(M)} - \eta_r\right]}$$

$k_o = 0.8998$ м$^{-1}$

Фокусное расстояние и радиус кривизны выходного зеркала:

$$f_o := \frac{L_p}{M-1}$$

$f_o = 4.3308$ м

$R_o := 2 \cdot f_o$

$R_o = 8.6617$ м

Фокусное расстояние и радиус кривизны вогнутого зеркала:

$R := 4 \cdot L_p$

$R = 17.3234$ м

$f := M \cdot f_o$

$f = 8.6617$ м

Угловая расходимость лазерного пучка:

$$\theta := \frac{2.4 \cdot \lambda}{D}$$

$\theta = 593.67411 \times 10^{-6}$ рад

В ближней зоне при расстоянии вдоль пучка меньшим, чем z

$$z := \frac{1}{4\cdot\lambda}\cdot D^2\cdot\left(1-\frac{1}{M}\right)^2$$

$z = 10.8271$ м

Внешний размер кольцевого пучка

$D_p := D + 2\sqrt{\lambda\cdot z}$

$D_p = 0.0643$ м

В дальней зоне при расстоянии вдоль пучка большим, чем z

$D_p := D + 2\cdot\theta$

$D_p = 0.044$ м

Удельный объёмный энерговклад

$$\langle j\,E\rangle = \frac{W_h\cdot 10^4}{h} = 2.4821\times 10^6$$

Вт/м³

Принимаем приэлектродное падение потенциала

$\Delta U_e := 500$ В

Напряжённость электрического поля:

$E := 14\cdot p_p$

$E = 7.1392\times 10^4$ В/м

Напряжение анод-катод:

$U_{ak} := E\cdot h + \Delta U_e$

$U_{ak} = 4526.7238$ В

Напряжение на баластниках

$$U_{ip} := \left(\frac{1}{\eta_e} - 1\right)^{-1}\cdot U_{ak}$$

$U_{ip} = 1.0562\times 10^4$ В

Ток ГРК (и источника питания):

$$I := \frac{W_{el}}{U_{ip}}$$

$I = 3.6424$ А

Выводы ко второму разделу:

Рассчитанное КПД является хорошим даже для CO_2-лазеров.

Давление смеси лежит в оптимальном диапазоне, для которого характерно дастаточно высокое значение энерговклада при отсутствии серьёзных проблем с устойчивостью разряда.

Число проходов 5 и длина резонатора 1,08 м приведут к проблемам с юстировкой, но при такой мощности иначе нельзя. Высота резонатора 56 мм лежит немного выше оптимального диапазона и приведёт к уменьшению устойчивости разряда.

Рассчитанная расходимость 0,59 мрад меньше даже минимальной 1 мрад.

Большая мощность привела к высоким значениям напряжений и тока.

3. Расчёт оптических элементов

3.1. Расчёт интенсивности лазерного излучения, падающего на поверхность зеркал.

Внешний радиус выходящего пучка лазерного излучения

$$r_{1az} := \frac{D}{2}$$

$$r_{1az} = 0.0214 \quad \text{м}$$

Средняя интенсивность излучения, падающего на поверхность глухого зеркала неустойчивого оптичесого резонатора.

$$I_g := \frac{P_{1az}}{2\cdot\pi\cdot r_{1az}^{\,2}}\cdot\frac{1}{M-1}\cdot 6\cdot\frac{M^2}{5\cdot M^2+2\cdot M-1}$$

$$I_g = 2\times 10^6 \quad \text{Вт/м}^2$$

Средняя интенсивность излучения, падающего на поверхность выходного зеркала

$$I_v := \frac{P_{1az}}{2\cdot\pi\cdot r_{1az}^{\,2}}\cdot\frac{2}{M-1}\cdot\frac{6\cdot M^2}{5\cdot M^2+2\cdot M-1}$$

$I_v = 4 \times 10^6$ Вт/м²

Средняя интенсивность излучения, падающего на поверхность каждого из

поверхностных зеркал НОР

$I_p := \frac{1}{2} \cdot (I_g + I_v)$

$I_p = 3 \times 10^6$ Вт/м²

3.2. Расчёт параметров охлаждения зеркал

Охлаждение металлических зеркал, как правило, осуществляется с помощью системы каналов с протоком хладоагента, расположенных в корпусе зеркала и отстоящих от отражающей поветхности на 2...10 мм. Охлаждение полупрозрачного выходного зеркала осуществляется путем теплопроводности по телу зеркала на края, откуда тепло отдается охлажденному фланцу через теплопроводящую прокладку.

Полная тепловая мощность, поглощаемая зеркалом

$W_{pogl} := A_z \cdot P_{laz}$

$W_{pogl} = 53$ Вт

Пусть зеркала у нас изготовлены из меди. Теплопроводность меди возьмём для ориентировочной средней температуры ГРК [1] стр.266.

$K_{Cu} := 387$ Вт/м К

Коэффициент термического расширения металла зеркала

$\gamma := 1.7 \cdot 10^{-3}$ К⁻¹

Максимально допустимая тощина зеркала между отражающей и охлаждающей поверхнотями.

$h_{max} := \sqrt{\frac{\lambda}{20} \cdot \frac{K_{Cu}}{\gamma \cdot I_v \cdot A_z}}$

$h_{max} = 1.774 \times 10^{-3}$ м

Выбираем конструктивно удобную величину h<=hmax и определяем максимальный перепад температур между отражающей и охлаждающей поверхностями зеркала:

$h_{max} := 0.0017$ м

$\Delta t_n := A_z \cdot I_p \cdot \frac{h_{max}}{K_{Cu}}$

$\Delta t_n = 0.1263$ К

Задавая допустимый перепад температуры охлаждающей жидкости T=5K между входом и выходом системы охлаждения, определяем полный расход охлаждающей жидкости

теплоёмкость воды

$C_v := 4200$ Дж/кг К

$\Delta T_{dop} := 5$ К

$G_z := \frac{W_{pogl}}{C_v \cdot \Delta T_{dop}}$

$G_z = 0.0025$ кг/с

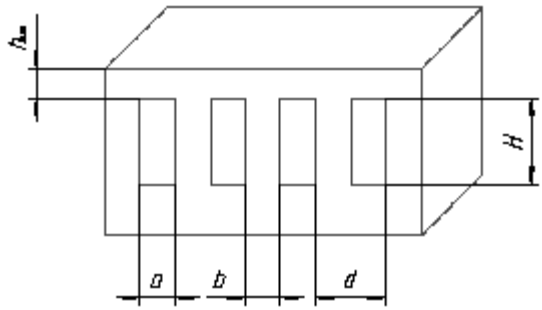

Рис.3. Форма канавок охлаждения зеркал резонатора. Верхняя грань отражающая.

Задаем геометрию поверхности теплообмена

толщина зеркала

$h_{max} = 0.0017$ м

высота канавки

$H := 0.005$ м

ширина канавки

$a := 0.002$ м

расстояние м/у канавками

$b := 0.002$ м

шаг канавок

$d_z := a + b$

$d_z = 0.004$ м

Общее число канавок

$$N_к := 2 \cdot \frac{D_0}{a + b}$$

$N_к = 10.7129$

$N_к := 10$

плотность воды

$\rho_v := 1000$ кг/м³

Скорость жидкости в каналах

$$V_z := \frac{G_z}{N_к \cdot \rho_v \cdot b \cdot H}$$

$V_z = 0.0252$ м/с

кинематическая вязкость жидкости для 20 °С [3] стр.299

$\upsilon_z := 10^{-6}$ м²/с

Прандтль жидкости для 20 °С [3] стр.299

$Pr_z := 7$

Характерный размер

$$x_z := \frac{4a \cdot H}{2(a + H)}$$

$x_z = 0.0029$ м

Число Рейнольдса

$$Re_z := \frac{V_z \cdot x_z}{\upsilon_z}$$

$Re_z = 72.1088$

Число Нуссельта

$$Nu_z := 1.4 \cdot \left(Re_z \cdot \frac{x_z}{D_0} \right)^{0.4} \cdot Pr_z^{0.33}$$

$Nu_z = 6.5797$

Величина поверхности охлаждения

$$S_z := \frac{\pi}{4} \cdot D_0^{\,2} \cdot \left(\frac{a + H}{a} \right)$$

$S_z = 0.00126$ м²

теплопроводность воды

$K_v := 0.597$ Вт/м К

Коэффициент теплообмена между металлом и жидкостью

$$\alpha_z := Nu_z \cdot \frac{K_v}{x_z}$$

$\alpha_z = 1374.8185$ Вт/м² К

Перепад температуры между металлом и жидкостью

$$\Delta T_{oxl} := \frac{W_{pogl}}{\alpha_z \cdot S_z}$$

$\Delta T_{oxl} = 30.5488$ К

Определим среднюю температуру охлаждаемой поверхности зеркала

$T_{vx} := 280$ К

$$T_z := T_{vx} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{dop} + \Delta T_{oxl} + \Delta t_n$$

$T_z = 313.17517$ К

3.3 Окно вывода излучения

Считаем, что окно конструкционно представляет собой диск с плоскопараллельными поверхностями, зажатый по периметру прижимных фланцев, одновременно выполняющих функцию охлаждения окна. В качестве материала выбираем KCl.

модуль упругости KCl

$E := 1.5 \cdot 10^8$ Па

Перепад давления берём примерно равным 760-40 мм рт ст

$\Delta p := 133.3(760 - 40)$

$\Delta p = 9.5976 \times 10^4$ Па

показатель преломления окна

$n := 1.47$

Принимаем диаметр выходного окна

$D_{vo} := 0.07$ м

Находим критическую толщину окна hкр такую, что при h<=hкр интенсивность лазерного излучения, прошедшего через находящиеся под действием перепада давлений окно, в пятне фокусировки уменьшится вдвое и более.

$$h_{kr} := 0.84D \cdot \left[(n-1) \cdot \left(\frac{\Delta p}{E}\right)^2 \left(\frac{D_{vo}}{\lambda}\right)\right]^{0.2}$$

$h_{kr} = 0.0095$ м

предел прочности материала

$\sigma_t := 8 \cdot 10^7$ Па

запас прочности принимаем

$n_{pr} := 4$

Находим вторую критическую толщину окна, такую что при h=>$h_{кг}$ окно способно выдержать перепад давления без раскалывания.

$$h_{kr} := 0.43 \cdot D_{vo} \cdot \left(\Delta p \cdot \frac{n_{pr}}{\sigma_t}\right)^{0.5}$$

$h_{kr} = 0.0021$ м

Принимаем толщину окна равной

$h_{vo} := 0.010$ м

3.4 Расчет системы охлаждения окна

Охлаждение окна производится по примеру с помощью прижимного фланца, к которому припаян кольцевой охлаждающий тороидальный канал с протоком хладагента

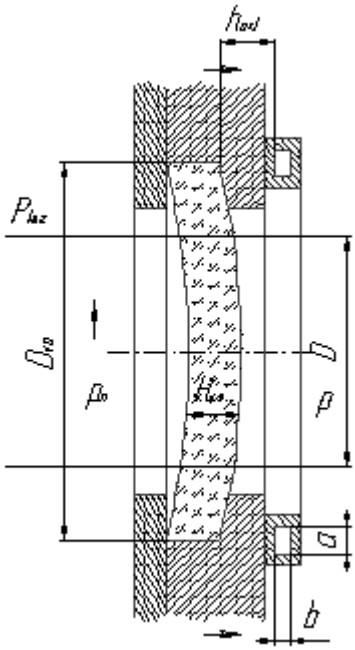

Рис.4. Охлаждение выходного окна

эффективный коэффициент поглощения окна

$\beta := 3 \cdot 10^{-1}$ м$^{-1}$

Тепловая мощность, поглощаемая окном

$W_{vo} := \beta \cdot h_{vo} \cdot P_{laz}$

$W_{vo} = 15.9$ Вт

Пусть перепад температур жидкости

$\Delta T_{dop} := 5$ К

Расход воды на охлаждение выходного окна

$$G_{vo} := \frac{W_{vo}}{C_v \cdot \Delta T_{dop}}$$

$G_{vo} = 7.5714 \times 10^{-4}$ кг/с

Принимаем

$a := 0.005$

$b := 0.003$

Скорость жидкости в канале охлаждения выходного окна

$$V_{vo} := \frac{G_{vo}}{\rho_v \cdot a \cdot b}$$

$V_{vo} = 0.0505$ м/с

Эквивалентный диаметр канала

$$x_{vo} := \frac{4 \cdot (a \cdot b)}{2 \cdot (a + b)}$$

$x_{vo} = 0.0038$ м

Вязкость воды при температуре 20 °С

$\upsilon_v := 1.006 \cdot 10^{-6}$ м²/с

Число Рейнольдса

$$Re_{vo} := \frac{V_{vo} \cdot x_{vo}}{\upsilon_v}$$

$Re_{vo} = 188.1568$

Прандтль воды при температуре 20 °С

$Pr_{vo} := 7.03$

Число Нуссельта

$$Nu_{vo} := 1.4 \cdot \left(Re_{vo} \cdot \frac{x_{vo}}{\pi \cdot D_{vo}} \right)^{0.4} \cdot Pr_{vo}^{0.33}$$

$Nu_{vo} = 4.2476$

теплопроводность воды

$K_v := 0.597$ Вт/м К

Коэффициент теплообмена

$$\alpha_{vo} := \frac{Nu_{vo} \cdot K_v}{x_{vo}}$$

$\alpha_{vo} = 676.2194$ Вт/м² К

Площадь поверхности охлаждения зеркала

$S_{vo} := \pi \cdot D_{vo} \cdot (2a + 2 \cdot b)$

$S_{vo} = 0.0035$ м²

Перепад температур между металлом и жидкостью

$$\Delta T_{vo} := \frac{W_{vo}}{\alpha_{vo} \cdot S_{vo}}$$

$\Delta T_{vo} = 6.6825$ К

расстояние между ИК окном и водяным каналом принимаем

$h_{oxl} := 0.010$ м

теплопроводность металла фланца [1] стр.264

$K_{Al} := 212$ Вт/м К

Перепад температур Т на металле между плоскостью теплового контакта прижимного фланца с окном и границей металл - охлаждающая жидкость

$$\Delta T_n := \frac{W_{vo} \cdot h_{oxl}}{\pi \cdot D_{vo} \cdot a \cdot K_{Al}}$$

$\Delta T_n = 0.6821$ К

Задаваясь температурой Твх охлаждающей жидкости на входе в охлаждающий канал, находим среднюю температуру окна

$$T_{vo} := T_{vx} + \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{dop} + \Delta T_{oxl} + \Delta T_n$$

$T_{vo} = 313.7309$ К

коэффициент теплопроводности материала окна

$K_{vo} := 6.5$ Вт/м К

Перепад температур между осью окна и условной границей пучка

$$\Delta T := \frac{0.86 \cdot \beta \cdot h_{vo} \cdot P_{laz}}{4 \cdot \pi \cdot K_{vo}}$$

$\Delta T = 0.1674$ К

- оптическое качество материала окна [1] стр.242

$\chi := 5 \cdot 10^{-6}$ К⁻¹

Дополнительная угловая расходимость пучка, вызванная термодеформациями окна

$$\Delta\theta := 8\pi \cdot h_{vo} \cdot \chi \cdot \frac{\Delta T}{D}$$

$$\Delta\theta = 4.9092 \times 10^{-6}$$ рад

3.5 Оценка стойкости окна к термораскалыванию

коэффициент теплового расширения

$$\gamma_{vo} := 36 \cdot 10^{-4}$$ м$^{-1}$

Подставляя предел упругости, модуль Юнга, эффективный коэффициент поглощения, теплопроводность и коэффициент теплового расширения находим предельно допустимую

мощность излучения.

$$P_{dop} := \frac{2 \cdot \pi \cdot K_{vo} \cdot \sigma_t}{\gamma_{vo} \cdot \beta \cdot E}$$

$$P_{dop} = 20168$$ Вт

Выводы к третьей части:

Для охлаждения зеркал подобраны щелевые теплообменники, обеспечивающие коэффициент теплообмена 1375 Вт/м^2 К и перепад температур между металлом и охлаждающей жидкостью 30 К.

Теплообменник можно улучшить сделав его в виде радиальных щелей, а подвод жидкости осуществлять кольцом к перифирии, отводя её с центра.

Материалом выходного окна выбран KCl. инимальная толщина окна проверялась из двух условий: уменьшение вдвое осевой яркости вследствие образования рассеивающей линзы и стойкость к разрушению под действием перепада давления с запасом прочности.

Охлаждение выходного окна осуществляется через оправу с помощью тороидального кольца. Немотря на высокий коэффициент теплообмена, площадь теплообмена мала, и наблюдается нагрев на 30 К, вызывающий дополнительную угловую расходимость.

Мощность, приводящая к термораскалыванию зеркала, примерно в четыре раза выше мощность рабочего излучения, что хорошо отражается на ресурсе окна. Материал окна гигроскопичен, поэтому требует нанесение

защитных покрытий, кроме того, покрытий, уменьшающих коэффициент отражения от граней.

4. Расчёт теплообменника

Площадь поперечного сечения ГРК

$S_p := h \cdot L_o$

$S_p = 0.0611$ м

Расход газа через ГРК:

$G_g := \rho_p \cdot 10^{-3} \cdot V_p \cdot S_p$

$G_g = 0.1749$ кг/с

Тепло, выделяющееся в ГРК:

$Q := (1 - \eta) W_{el}$

$Q = 3.3173 \times 10^4$ Вт

Температура смеси на входе в теплообменник:

$T_{t1} := \frac{Q}{G_g \cdot Cp_{\Sigma}} + T_{p1}$

$T_{t1} = 387.0439$ К

Принимаем: температура воды на входе в теплообменник

$T_{v1} := 280$ К

температура воды на выходе из теплообменника

$T_{v2} := 320$ К

температура смеси на выходе из теплообменника

$T_{t2} := T_{p1} - 10$

$T_{t2} = 290$ К

теплоёмкость воды

$C_w := 4200$ Дж/кг К

плотность воды

$\rho_w := 10^3$ кг/м³

Найдём вспомогательные коэффиценты:

$$P := \frac{T_{v2} - T_{v1}}{T_{t1} - T_{v1}}$$

$$P = 0.3737$$

$$R := \frac{T_{t1} - T_{t2}}{T_{v2} - T_{v1}}$$

$$R = 2.4261$$

Из графика для перекрёстно-противоточной схемы[1] стр.215:

$$\varepsilon := 0.65$$

Среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta T := \frac{\left[\left(T_{t1} - T_{v2}\right) - \left(T_{t2} - T_{v1}\right)\right]\cdot\varepsilon}{\ln\left[\frac{\left(T_{t1} - T_{v2}\right)}{\left(T_{t2} - T_{v1}\right)}\right]}$$

$$\Delta T = 19.4867 \quad \text{К}$$

Тепло, которое необходимо отобрать у смеси:

$$W_g := G_g \cdot Cp_{\Sigma} \cdot \left(T_{t1} - T_{t2}\right)$$

$$W_g = 36984 \quad \text{Вт}$$

Требуемый расход воды в кг:

$$G_v := \frac{W_g}{C_v \cdot \left(T_{v2} - T_{v1}\right)}$$

$$G_v = 0.2201 \quad \text{кг/с}$$

Требуемый расход воды в л:

$$Q_v := \frac{G_v}{\rho_v} \cdot 10^3$$

$$Q_v = 0.2201 \quad \text{л/с}$$

Задаемся геометрией трубок и определяем длину и ширину теплообменника.

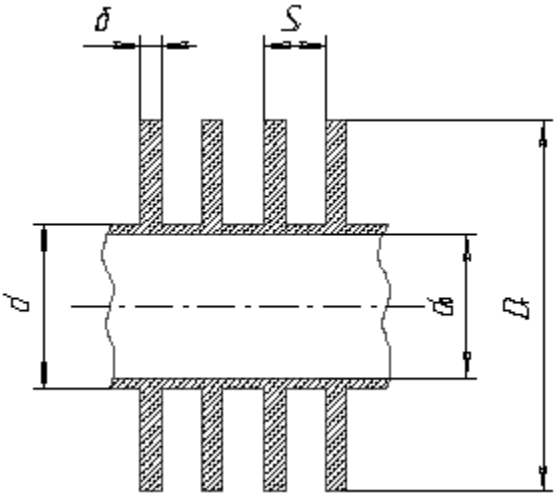

Рис.5. Продольный разрез трубки охлаждения

внутренний диаметр трубы:

$d_0 := 14 \cdot 10^{-3}$ м

внешний диаметр трубы:

$d := 16 \cdot 10^{-3}$ м

диаметр рёбер

$D_r := 36 \cdot 10^{-3}$ м

толщина рёбер

$\delta := 2 \cdot 10^{-3}$ м

шаг рёбер

$S_r := 6 \cdot 10^{-3}$ м

поперечный шаг трубок

$S1 := 48 \cdot 10^{-3}$ м

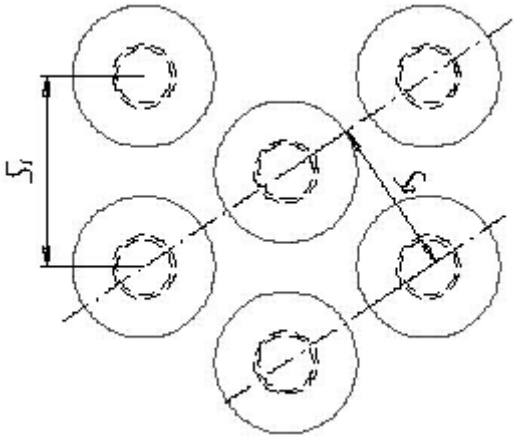

Рис.6. Шахматное расположение труб

число трубок поперёк потока

$N_t := 7$

тогда:

Высота рёбер

$$h_r := \frac{D_r - d}{2}$$

$h_r = 0.01$ м

Диагональный шаг трубок

$S2 := S1 - 0.005$

$S2 = 0.043$ м

Число рёбер на трубке

$$N_r := \left(\frac{L_o}{S_r} - 1\right)$$

$N_r = 179.4517$

принимаем

$N_r := 180$

Ширина теплообменника:

$B_t := (N_t - 0.5) \cdot S1 + D_t$

$B_t = 0.348$ м

Площадь поверхности рёбер:

$$F_r := N_r \cdot \left[\pi D_r \cdot \delta + \frac{\pi \cdot \left(D_r^2 - d^2 \right)}{2} \right]$$

$F_r = 0.3348$ м²

Площадь поверхности части трубы без рёбер:

$$F_c := \pi \cdot d \cdot \left(L_o - N_r \cdot \delta \right)$$

$F_c = 0.0363$ м²

Общая площадь ребристой поверхности:

$$F_{rc} := F_r + F_c$$

$F_{rc} = 0.3711$ м²

Площадь внутренней поверхности трубы:

$$F_{vn} := \pi \, d_0 \cdot L_o$$

$F_{vn} = 0.0476$ м²

Определяющий размер теплообменника:

$$x_t := \frac{F_c}{F_{rc}} \cdot d + \frac{F_r}{F_{rc}} \cdot \sqrt{0.785 \cdot \left(D_r^2 - d^2 \right)}$$

$x_t = 0.0273$ м

Площадь живого сечения теплообменника:

$$F_t := L_o \cdot B_t - N_t \cdot \left(L_o \cdot d + 2h_r \cdot \delta \cdot N_r \right)$$

$F_t = 0.2051$ м²

Скорость смеси в теплообменнике:

$$V_t := \frac{G_g}{\rho_p \cdot 10^{-3} \cdot F_t}$$

$V_t = 38.7033$ м/с

Средняя в теплообменнике температура смеси:

$$T_{tsr} := \frac{T_{t1} + T_{t2}}{2}$$

$T_{tsr} = 338.5219$ К

$$t_{tsr} := T_{tsr} - 273.15$$

$t_{tsr} = 65.3719$

Динамические вязкости:

$$\mu_{CO2} := 1.402 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{250}{273}}{1 + \frac{250}{T_{tsr}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{tsr}}{273}}$$

$\mu_{CO2} = 1.7204 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$$\mu_{N2} := 1.708 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{107}{273}}{1 + \frac{107}{T_{tsr}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{tsr}}{273}}$$

$\mu_{N2} = 2.0116 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$$\mu_{He} := 1.88 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{80}{273}}{1 + \frac{80}{T_{tsr}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{tsr}}{273}}$$

$\mu_{He} = 2.1895 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$$\mu_p := \frac{1}{\frac{g_{CO2}}{\mu_{CO2}} + \frac{g_{N2}}{\mu_{N2}} + \frac{g_{He}}{\mu_{He}}}$$

$\mu_p = 1.9531 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$9.81 \cdot \mu_p = 1.916 \times 10^{-5}$ Па с

Коэффициент кинематической вязкости:

$$\upsilon_p := \frac{9.81 \mu_p}{\rho_p \cdot 10^{-3}}$$

$\upsilon_p = 0.00087$ м²/с

Число Рейнольдса:

$$Re := \frac{V_t \cdot x_t}{\upsilon_p}$$

$Re = 1216.647$

Экстраполяцией находим для средней температуры значения Прандтля по таблице [1] стр.193:

$Pr_{CO2} := 0.750$

$Pr_{N2} := 0.688$

$Pr_{He} := 0.673$

$Pr := g_{CO2} \cdot Pr_{CO2} + g_{N2} \cdot Pr_{N2} + g_{He} \cdot Pr_{He}$

$Pr = 0.7032$

Коэффициент оребрения:

$$\chi_r := \frac{F_{rc}}{F_{vn}}$$

$\chi_r = 7.7928$

Cs - поправочный коэффициент, учитывающий влияние относительных шагов

$$Cs := \left(\frac{S1}{S2}\right)^{0.166666}$$

- Для шахматного расположения труб

$Cs = 1.0185$

$Cz := 1$

Cz - поправочный коэффициент, учитывающий номер ряда

Для z=3 Cz= 1

Для шахматного расположения труб:

$n_2 := 0.6$

Критерий Нуссельта для шахматного пучка:

$$Nu := 0.41 \cdot \chi_r^{-0.7} \cdot Re^{n_2} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \cdot Cs \cdot Cz$$

$Nu = 6.2616$

Теплопроводности компонентов смеси берём из [1] стр.193:

$K_{CO2} := 19.95 \cdot 10^{-3}$ Вт/м К

$K_{N2} := 29.03 \cdot 10^{-3}$ Вт/м К

$K_{He} := 165 \cdot 10^{-3}$ Вт/м К

$K := \upsilon_{CO2} \cdot K_{CO2} + \upsilon_{N2} \cdot K_{N2} + \upsilon_{He} \cdot K_{He}$

$K = 0.1329$ Вт/м К

Коэффициент теплопередачи со стороны греющего теплоносителя

$\alpha_g := Nu \cdot \frac{K}{x_t}$

$\alpha_g = 30.4408$ Вт/м² К

Теплопроводность материала трубы и рёбер берём из [1] стр.266 для стали 40:

$K_{st} := 48.1$ Вт/м К

$m := \sqrt{2 \cdot \frac{\alpha_g}{K_{st} \cdot \delta}}$

$m = 25.1568$ м⁻¹

I_0, I_1 - ф-ции Бесселя мнимого аргумента первого рода нулевого и первого порядка;

K_0, K_1 - ф-ции Бесселя мнимого аргумента второго рода нулевого и первого порядка;

$U_d := m \cdot \frac{d}{2}$

$U_d = 0.2013$

$U_D := m \cdot \frac{D_r}{2}$

$U_D = 0.4528$

Значения функций берём из [3] стр.308:

$I_1(U_d) := 0.100$

$K_1(U_d) := 4.776$

$I_1(U_D) := 0.233$

$K_1(U_D) := 1.905$

$I_0(U_d) := 1.010$

$K_0(U_d) := 1.753$

Er - эффективность ребра

$$E_r := \frac{4d}{m\cdot\left(D_r^{\,2} - d^2\right)}\cdot\left(\frac{I_1(U_D)\cdot K_1(U_d) - I_1(U_d)\cdot K_1(U_D)}{I_0(U_d)\cdot K_1(U_D) - I_1(U_D)\cdot K_0(U_d)}\right)$$

$$E_r := \frac{4d}{m\cdot\left(D_r^{\,2} - d^2\right)}\cdot\left(\frac{0.233\cdot 4.776 - 0.100\cdot 1.905}{1.01\cdot 1.905 - 0.233\cdot 1.753}\right)$$

$E_r = 1.4886$

Приведённый коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{pr} := \alpha_g\cdot\left(\frac{F_r}{F_{rc}}\cdot E_r + \frac{F_c}{F_{rc}}\right)$$

$\alpha_{pr} = 43.8586$ Вт/м² К

Площадь проходного сечения трубки:

$$F_{tr} := \frac{\pi\cdot d_0^{\,2}}{4}$$

$F_{tr} = 0.000154$ м²

Число рядов поперёк потока

$N_t = 7$

Число трубок по потоку

$N_z := 4$

Скорость воды в трубах:

$$V_v := \frac{G_v}{\rho_v\cdot F_{tr}\cdot N_t\cdot N_z}$$

$V_v = 0.0511$ м/с

Средняя температура воды:

$$T_{vsr} := \frac{T_{v2} + T_{v1}}{2}$$

$T_{vsr} = 300$ К

$t_{vsr} := T_{vsr} - 273.15$

$t_{vsr} = 26.85$

Для средней температуры найдём кинематическую вязкость жидкости из [3] стр.299

$\nu_v := 0.868 \cdot 10^{-6}$ м²/с

Число Рейнольдса

$$Re := \frac{V_v \cdot d_0}{\nu_v}$$

$Re = 823.7698$

Из той же таблицы найдём:

Прандтль при средней температуре

$Pr_v := 5.948$

Прандтль при температуре охлаждённой стенки

$Pr_{st} := 3.833$

Коэффициент теплопроводности жидкости

$K_v := 0.607$ Вт/м К

Число Нуссельта:

$$Nu := 1.4 \cdot \left(Re \cdot \frac{d_0}{L_o}\right)^{0.4} \cdot Pr_v^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_v}{Pr_{st}}\right)^{0.25}$$

$Nu = 7.2502$

Коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемого теплоносителя

$$\alpha_z := \frac{Nu \cdot K_v}{d_0}$$

$\alpha_z = 314.3459$ Вт/м² К

$n_t := 1$

- коэффициент запаса, для упрощения расчета равен 1

$R_{з1} := 0$

$R_{з2} := 0$

- термосопротивление образующихся на стенках загрязненных отложений со стороны греющих и нагреваемого теплоносителя соответственно, для упрощения расчета принимаем равными нулю.

Коэффициент теплопроводности, отнесенный к поверхности, со стороны нагреваемого теплоносителя

$$K := \frac{n_t}{F_{vn}\cdot\left(\frac{1}{\alpha_{pr}\cdot F_{rc}} + R_{з1} + R_{з2} + \frac{1}{2\cdot\pi\cdot K_{st}\cdot L_o}\cdot\ln\left(\frac{d}{d_0}\right) + \frac{1}{\alpha_z\cdot F_{vn}}\right)}$$

$K = 163.226$

Полная поверхность теплообмена

$$F := \frac{Q}{K\cdot\Delta T}$$

$F = 10.4293$ м²

Необходимое число рядов трубок

$$n_z := \frac{F}{F_{rc}\cdot N_t}$$

$n_z = 4.0149$

$n_z := 4$

Длина теплообменника по потоку

$$L_t := (n_z - 1)\cdot\sqrt{S2^2 - \left(\frac{S1}{2}\right)^2} + D_t$$

$L_t = 0.143$ м

Выводы к четвёртой части:

Газ в ГРК нагревается на 90 К. Теплообменник считаем из условия, что температура воды на входе 280 К, а её нагрев происходит на 40 К. Теплообменник отводит 37 кВт тепла. Это обеспечивается расходом воды 0,22 л/с. Конструкция теплообменника выбрана в виде шахматно расположенных труб с круглым оребрением. Как показывают дальнейшие расчёты неудачным был только выбор толщины трубки: надо бы взять вместо 1 мм 2 мм из прочностных соображений, а также коррозионной изнашиваемости внутренней поверхности трубы.

Длина теплообменника 108 см, длина по потоку 14см, а ширина теплообменника равна 35 см. Т.к. диаметр прокачного устройства обычно

находится где-то в диапазоне 60-70 см, то ширина теплообменника, как мы видим, обеспечивает плавное и равномерное расширение газового потока от ГРК к прокачному устройству, а вот длину теплообменника надо было выбрать примерно равно 85-90 см.

Режим течения газа в теплообменнике переходный. Оребрение позволяет значительно повысить площадь теплообмена и повысить коэффициент теплообмена в 1,5 раза по сравнению с характерным коэффициентом теплообмена для газов.

Большое число трубок (28) снижает скорость воды в трубах и коэффициент теплообмена до 340 Вт/м^2 К (при характерном 1000 Вт/м^2 К), но т.к. суммарный коэффициент сильно зависит от наименьшего, это несущественно снижает коэффициент теплообмена. Полная поверхность теплообмена составляет 10,5 м^2. Число трубок по потоку в проверочном расчёте совпало с ранее выбранным.

Т. к. мы в расчётах пренебрегли:

1) снижением эффективности теплоотдачи в первой и второй трубках - при 4 трубках потеря коэффициента теплоотдачи на 17,5%;

2) образованием налёта как на внутренней поверхности трубки (соли Са), так и на внешней (в первую очередь С, а также оксид железа) - потеря эффективности теплоотдачи на 20%;

3) уменьшением коэффициента теплоотдачи при движении к диаметру рёбер;

4) наличием прокачного устройства, которое подогревает смесь на 15-20 К;

5) упрощением ряда формул;

6) повышением начальной температуры воды в летний период (с 280К до 290 К), то необходимо значительно увеличить площадь теплообмена, для чего вводим второй аналогичный теплообменник в левую часть газового контура.

Суммарный расход воды 0,44 л/с, а расход воды в домашнем кране в 3,5 раза меньше. Это создаёт некоторые сложности.

5. Расчет газодинамического тракта

Соеденим теплообменники, прокачное устройство и ГРК между собой элементами, расчёт которых легко осуществим: диффузоры, конфузоры и

поворот потока. Гидравлическое сопротивление рассчитывается для данной схемы, но оканчательный вид ГДТ более плавный.

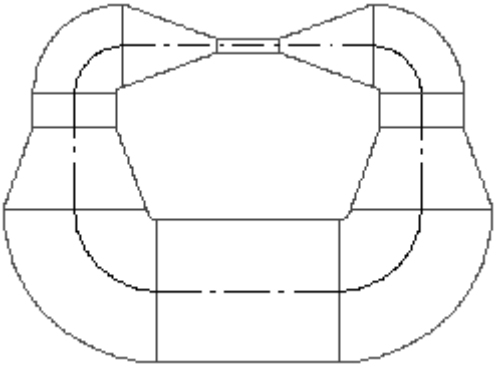

Рис.7. Схема для расчёта ГДТ

5.1 Газоразрядная камера

Гидравлический диаметр участка

$$x_p := \frac{4L_o \cdot h}{2 \cdot (L_o + h)}$$

$$x_p = 0.1072 \quad \text{м}$$

Коэффициент кинематической вязкости, как уже рассчитывалось в пункте 4 для средней температуры ГРК:

$$\upsilon_p := \frac{9.81\mu_p}{\rho_p \cdot 10^{-3}}$$

$$\upsilon_p = 0.00087 \quad \text{м}^2/\text{с}$$

Число Рейнольдса

$$Re_p := \frac{V_p \cdot x_p}{\upsilon_p}$$

$$Re_p = 1.603 \times 10^4$$

Re>2000, значит режим течения турбулентный

Для турбулентного режима течения длина начального участка стабилизации потока.

$L_{nach} := 7.9 \cdot x_p$

$L_{nach} = 0.847$ м

длина ГРК по потоку (см. раздел 2)

$L_{ii} = 0.2538$ м

Lпарал<Lнач значит канал "короткий"

Влияние шероховатостей можно не учитывать, т.к. даже при низком качестве поверхности ГРК среднеквадратичная высота шероховатостей Ra меньше или равна 0,1 мм, а отношение Ra к характерному размеру ГРК значительно меньше величины

$18.2 \cdot Re_p^{0.88} = 9.1264 \times 10^4$

Линейный коэффициент сопротивления трения в общем случае =f(Re;D). Стенки считаем гидравлически гладкими и не учитывать влияния шероховатостей. Тогда для щелевого сечения линейный коэффициент сопротивления трения:

$\lambda_p := 1.1 \cdot 0.316 \cdot Re_p^{-0.25}$

$\lambda_p = 0.0309$

Коэффициент сопротивления трения:

$\xi_{trp} := \lambda_p \cdot \frac{L_{ii}}{x_p}$

$\xi_{trp} = 0.0731$

Коэффициент гидравлического сопротивления

$\xi_p := \xi_{trp} + \xi_m$

Приведенная формула для вычисления относится, строго говоря, к длинным каналам. Учет того, что ГРК является коротким каналом, будем производить с помощью суммирования найденного trp с величиной mp=0,5 соответствующей входу потока в прямую трубу постоянного сечения

$\xi_{mp} := 0.5$

$\xi_p := \xi_{trp} + \xi_{mp}$

$\xi_p = 0.5731$

Гидравлическое сопротивление участка

$$\Delta p_{gydp} := \xi_p \cdot \frac{\rho_p \cdot 10^{-3} \cdot V_p^{\,2}}{2}$$

$\Delta p_{gydp} = 106.681$ Па

Из предыдущих расчётов:

показатель адиабаты

$k = 1.5482$

газовая постоянная

$R_{\Sigma} = 771.6636$ Дж/моль К

температура на входе в ГРК

$T_{p1} = 300$ К

температура на выходе из ГРК

$T_{p2} := T_{t1}$

$T_{p2} = 387.0439$ К

давление в ГРК

$p_p = 5099.455$ Па

Число Маевского на входе в ГРК

$$M_p := \frac{V_p}{\sqrt{k \cdot R_{\Sigma} \cdot T_{p1}}}$$

$M_p = 0.2171$

Тепловые потери

$$\Delta p_{teplp} := p_p \cdot M_p^{\,2} \cdot \frac{2\left(T_{p2} - T_{p1}\right)}{T_{p2} + T_{p1}}$$

$\Delta p_{teplp} = 60.9279$ Па

Общие потери давления в ГРК

$\Delta p_p := \Delta p_{gydp} + \Delta p_{teplp}$

$\Delta p_p = 167.6088$ Па

Полное давление на выходе из ГРК

$p_{p2} := p_p - \Delta p_p$

$p_{p2} = 4932$ Па

Скорректированное значение плотности на выходе из ГРК

$$\rho_{p2} := \rho_p \cdot \frac{T_{p1}}{T_{p2}}$$

$$\rho_{p2} = 17.074 \quad \text{г/м}^3$$

$$\rho_{p2} := \rho_{p2} \cdot \frac{p_{p2}}{p_p}$$

$$\rho_{p2} = 16.5128 \quad \text{г/м}^3$$

Скорректированное значение скорости на выходе из ГРК:

$$V_{p2} := \frac{G_g}{\rho_{p2} \cdot 10^{-3} \cdot S_p}$$

$$V_{p2} = 173.4189 \quad \text{м/с}$$

Скорректированное значение кинематической вязкости на выходе из ГРК

$$\mu_{CO2} := 1.402 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{250}{273}}{1 + \frac{250}{T_{p2}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{p2}}{273}}$$

$$\mu_{CO2} = 1.943 \times 10^{-6} \quad \text{кг с/м}^2$$

$$\mu_{N2} := 1.708 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{107}{273}}{1 + \frac{107}{T_{p2}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{p2}}{273}}$$

$$\mu_{N2} = 2.2177 \times 10^{-6} \quad \text{кг с/м}^2$$

$$\mu_{He} := 1.88 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{80}{273}}{1 + \frac{80}{T_{p2}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{p2}}{273}}$$

$$\mu_{He} = 2.3987 \times 10^{-6} \quad \text{кг с/м}^2$$

$$\mu_{p2} := \frac{1}{\frac{g_{CO2}}{\mu_{CO2}} + \frac{g_{N2}}{\mu_{N2}} + \frac{g_{He}}{\mu_{He}}}$$

$\mu_{p2} = 2.1681 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$9.81 \cdot \mu_p = 1.916 \times 10^{-5}$ Па с

Динамическая вязкость:

$$\nu_{p2} := \frac{9.81 \mu_{p2}}{\rho_{p2} \cdot 10^{-3}}$$

$\nu_{p2} = 0.0013$ м²/с

5.2 Выходной диффузор

Переход расширяющегося потока между сечением газоразрядной камерыи сечением входа в поворотное колено должен осуществляться по контуру диффузора с плавными обводами, имеющего минимальное гидравлическое сопротивление.

геометрические размеры диффузора

$h = 0.0564$ м

$B_t = 0.348$ м

$L_o = 1.0827$ м

Примем угол раскрытия диффузора

$$\alpha_d := \frac{40 \cdot \pi}{180}$$

Тогда длина диффузора

$$L_d := \frac{B_t - h}{2 \tan\left(\frac{\alpha_d}{2}\right)}$$

$L_d = 0.4006$ м

Гидравлический диаметр участка

$$x_d := \frac{4L_o \cdot h}{2 \cdot (L_o + h)}$$

$x_d = 0.1072$ м

плотность смеси на входе в диффузор

$\rho_{d1} := \rho_{p2}$

$\rho_{d1} = 16.5128$ г/м³

скорость смеси на входе в диффузор

$V_{d1} := V_{p2}$

$V_{d1} = 173.4189$ м/с

динамическая вязкость на входе в диффузор

$\mu_{d1} := \mu_{p2}$

$\mu_{d1} = 2.1681 \times 10^{-6}$ кг с/м²

Коэффициент кинематической вязкости

$$\upsilon_{d1} := \frac{9.81\mu_{d1}}{\rho_{d1} \cdot 10^{-3}}$$

$\upsilon_{d1} = 0.001288$ м²/с

Число Рейнольдса

$$Re_d := \frac{V_{d1} \cdot x_d}{\upsilon_{d1}}$$

$Re_d = 1.444 \times 10^4$

Линейный коэффициент сопротивления трения в общем случае =f(Re;D). Стенки считаем гидравлически гладкими и не учитывать влияния шероховатостей. Тогда для щелевого сечения линейный коэффициент сопротивления трения:

$\lambda_d := 1.1 \cdot 0.316 \cdot Re_d^{-0.25}$

$\lambda_d = 0.0317$

Площади входного и выходного сечений диффузора

$F_{d1} := h \cdot L_o$

$F_{d1} = 0.0611$ м²

$F_{d2} := L_o \cdot B_t$

$F_{d2} = 0.3768$ м²

Коэффициент сопротивления трения:

$$\xi_{trd} := \frac{\lambda_d}{4 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_d}{2}\right)} \cdot \left[\frac{h}{L_o} \cdot \left(1 - \frac{F_{d1}}{F_{d2}}\right) + 0.5 \cdot \left(1 - \frac{F_{d1}^2}{F_{d2}^2}\right)\right]$$

$\xi_{trd} = 0.0123$

Коэффициент расширения

$$\xi_{rashd} := 3.2 \cdot (1.7 - 0.03 \cdot \alpha_d) \cdot \left(\tan\left(\frac{\alpha_d}{2}\right)\right)^{\frac{5}{4}} \cdot \left(1 - \frac{F_{d1}}{F_{d2}}\right)^2$$

$\xi_{rashd} = 1.0665$

Коэффициент гидравлического сопротивления трения

$\xi_d := \xi_{trd} + \xi_{rashd}$

$\xi_d = 1.0788$

Гидравлическое сопротивление участка

$$\Delta p_d := \xi_d \cdot \frac{\rho_{d1} \cdot 10^{-3} \cdot v_{d1}^2}{2}$$

$\Delta p_d = 267.8671$ Па

Общие потери давления в диффузоре

$p_{d1} := p_{p2}$

$p_{d1} = 4931.8462$ Па

$p_{d2} := p_{d1} - \Delta p_d$

$p_{d2} = 4664$ Па

Скорректированное значение плотности на выходе из диффузора

$$\rho_{d2} := \rho_{d1} \cdot \frac{p_{d2}}{p_{d1}}$$

$\rho_{d2} = 15.6159$ г/м³

Значение скорости на выходе из диффузора

$$V_{d2} := \frac{G_g}{\rho_{d2} \cdot 10^{-3} \cdot F_{d2}}$$

$V_{d2} = 29.7215$ м²/с

Коэффициент кинематической вязкости на выходе из диффузора:

$$\upsilon_{d2} := \frac{9.81 \mu_{d1}}{\rho_{d2} \cdot 10^{-3}}$$

$\upsilon_{d2} = 0.001362$ м²/с

5.3 Поворот потока

Местные потери давления на этом участке зависят от угла поворота и отношения среднего радиуса поворота к ширине канала поворот потока осуществляется на =/2

Гидравлический диаметр участка

$$x_{pov} := 4 \cdot \frac{B_t \cdot L_o}{2 \cdot (B_t + L_o)}$$

$x_{pov} = 0.5267$ м

Площадь сечения

$F_{pov} := F_{d2}$

$F_{pov} = 0.3768$ м²

Скорость смеси на входе в поворот

$V_{pov} := V_{d2}$

$V_{pov} = 29.7215$ м/с

Число Рейнольдса:

$$Re_{pov} := \frac{V_{pov} \cdot x_{pov}}{\upsilon_{d2}}$$

$Re_{pov} = 1.1493 \times 10^4$

Линейный коэффициент сопротивления при турбулентном режиме

$\lambda_{pov} := 0.3164 \cdot Re_{pov}^{-0.25}$

$\lambda_{pov} = 0.0306$

Пусть средний радиус поворота

$R_{srpov} := 0.2$

Коэффициент сопротивления трения

$\xi_{trpov} := 0.0175 \cdot \lambda_{pov} \cdot \frac{R_{srpov}}{x_{pov}}$

$\xi_{trpov} = 2.0306 \times 10^{-4}$

Местные потери

$\xi_{mpov} := 0.21 \cdot \left(\frac{R_{srpov}}{B_t} \right)^{-0.5}$

$\xi_{mpov} = 0.277$

Коэффициент гидравлического сопротивления

$\xi_{pov} := \xi_{trpov} + \xi_{mpov}$

$\xi_{pov} = 0.2772$

плотность в поворотном канале равна

$\rho_{pov} := \rho_{d2}$

$\rho_{pov} = 15.6159$ г/м³

скорость в поворотном канале равна

$V_{pov} := V_{d2}$

$V_{pov} = 29.7215$ м/с

Гидравлическое сопротивление участка

$\Delta p_{pov} := \xi_{pov} \cdot \frac{\rho_{pov} \cdot 10^{-3} \cdot (V_{pov})^2}{2}$

$\Delta p_{pov} = 1.912$ Па

давление на входе в поворотный канал

$p_{pov1} := p_{d2}$

$p_{pov1} = 4663.9791$ Па

Общие потери давления в участке

$p_{pov2} := p_{pov1} - \Delta p_{pov}$

$p_{pov2} = 4662.067$ Па

Т. к. потери давления в поворотном канале примерно 0,03%, то считаем, что давление в канале постоянно и не пересчитываем значения плотности, скорости и вязкости на выходе из поворотного канала.

$\upsilon_{pov} := \upsilon_{d2}$

$\upsilon_{pov} = 0.0014$

5.4 Теплообменник

Потери полного давления потока при течении в теплоприемнике складываются из потерь на трение, а также на сужение и расширение потока при обтекании рядов теплообменных трубок

Гидравлический диаметр и площадь живого сечения теплообменника были рассчитаны в разд. 4:

$x_t = 0.0273$ м

$F_t = 0.2051$ м²

Скорость газа между трубками теплообменника

$V_t := V_{pov} \cdot \frac{B_t \cdot L_o}{F_t}$

$V_t = 54.5952$

Число Рейнольдса

$Re_t := V_t \cdot \frac{x_t}{\upsilon_{pov}}$

$Re_t = 1095.9613$

Линейный коэффициент сопротивления

$\lambda_t := 0.77 \cdot Re_t^{-\frac{1}{3}}$

$\lambda_t = 0.0747$

температура газа на входе в теплообменник

$T_{t1} = 387.0439$ К

температура газа на выходе из теплообменника

$T_{t2} = 290$ К

длина теплообменника по потоку

$L_t = 0.143$ м

площадь входного сечения теплообменника

$F_{t0} := B_t \cdot L_o$

$F_{t0} = 0.3768$ м²

Коэффициенты потерь давления

$$\Delta\xi_t := \left(1.7 + \lambda_t \cdot \frac{L_t}{x_t}\right) \cdot \left(\frac{F_{t0}}{F_t}\right)^2 \cdot \frac{T_{t1} - T_{t2}}{T_{t1}}$$

$\Delta\xi_t = 1.7688$

$$\xi_t := 5.4 \cdot \left(\frac{L_t}{x_t}\right)^{0.3} \cdot Re_t^{-0.25} \cdot n_z + \Delta\xi_t$$

$\xi_t = 7.936$

Гидравлические потери в теплообменнике

$$\Delta p_t := \xi_t \cdot \frac{\rho_{pov} \cdot 10^{-3} V_t^2}{2}$$

$\Delta p_t = 184.6925$ Па

Общие потери давления в теплоприемнике

$p_{t1} := p_{pov2}$

$p_{t1} = 4662.067$

Па

$p_{t2} := p_{t1} - \Delta p_t$

$p_{t2} = 4477.37$ Па

Скорректированные значение плотности на выходе из теплоприемника

$\rho_{t1} := \rho_{pov}$

$\rho_{t1} = 15.6159$ г/м³

$$\rho_{t2} := \rho_{t1} \cdot \frac{T_{t1}}{T_{t2}}$$

$\rho_{t2} = 20.8416$ г/м³

$$\rho_{t2} := \rho_{t2} \cdot \frac{p_{t2}}{p_{t1}}$$

$\rho_{t2} = 20.0159$ г/м³

Значение скорости на выходе из теплоприемника

$$V_{t2} := \frac{G_g}{\rho_{t2} \cdot 10^{-3} \cdot F_t}$$

$V_{t2} = 42.5939$ м/с

Скорректированное значение кинематической вязкости на выходе из теплообменника

$$\mu_{CO2} := 1.402 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{250}{273}}{1 + \frac{250}{T_{t2}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t2}}{273}}$$

$\mu_{CO2} = 1.4867 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$$\mu_{N2} := 1.708 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{107}{273}}{1 + \frac{107}{T_{t2}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t2}}{273}}$$

$\mu_{N2} = 1.7899 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$$\mu_{He} := 1.88 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1 + \frac{80}{273}}{1 + \frac{80}{T_{t2}}} \cdot \sqrt{\frac{T_{t2}}{273}}$$

$\mu_{He} = 1.9637 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$$\mu_{t2} := \frac{1}{\frac{g_{CO2}}{\mu_{CO2}} + \frac{g_{N2}}{\mu_{N2}} + \frac{g_{He}}{\mu_{He}}}$$

$\mu_{t2} = 1.7231 \times 10^{-6}$ кг с/м²

$9.81 \cdot \mu_p = 1.916 \times 10^{-5}$ Па с

Динамическая вязкость:

$$\nu_{t2} := \frac{9.81 \mu_{t2}}{\rho_{t2} \cdot 10^{-3}}$$

$\nu_{t2} = 8.4449 \times 10^{-4}$ м²/с

5.5 Прокачное устройство

Задаёмся диаметром прокачного устройства

$D_{pu} := 0.60$ м

Площадь сечения канала прокачного устройства

$$F_{pu} := \pi \cdot \frac{D_{pu}^2}{4}$$

$F_{pu} = 0.2827$ м²

плотность на входе

$\rho_{pu1} := \rho_{t2}$

$\rho_{pu1} = 20.0159$ г/м³

Скорость на входе в прокачное устройство

$$V_{pu1} := \frac{G_g}{\rho_{pu1} \cdot 10^{-3} \cdot F_{pu}}$$

$V_{pu1} = 30.9003$ м/с

Как показывает черновой расчёт потеря давления в канале, соединяющем теплообменник и прокачноеустройство меньше 3,5 Па, если представить канал в виде диффузора и поворота. Левая часть тракта взята симметричной, потери в конфузоре и диффузоре имеют один порядок, а

давления и плотности хоть и отличаются, но не в несколько раз, поэтому принимаем потери в левой части равными потерям в правой.

Давление на входе в прокачное устройство

$p_{pu1} := p_{t2} - 3.5$

$p_{pu1} = 4473.87$ Па

Давление на выходе из прокачного устройства

$p_{pu2} := p_p + \Delta p_d + \Delta p_{pov} + \Delta p_t + 3.5$

$p_{pu2} = 5557$ Па

Степень превышения полного давления в прокачном устройстве

$$\pi_{pu} := \frac{p_{pu2}}{p_{pu1}}$$

$\pi_{pu} = 1.2422$

$G_g = 0.1749$

Для данных степени сжатия и расходе может быть выбран практически любой вид прокачного устройства, но из-за удобства компановки и высоких скоростей в ГДТ лазера в качестве прокачного средства выбираем осевой компрессор.

6. Расчет осевого компрессора

Данные для расчета

Газовая постоянная смеси

$R_{\Sigma} = 771.6636$

Температура на входе в вентилятор

$T_{pu1} := T_{p1}$

$T_{pu1} = 300$ К

Теплопроводность газовой смеси

$Cp_{\Sigma} = 2179.2781$ Дж/кг К

Показатель адиабаты

$k = 1.5482$

Полное давление на входе

$p_{pu1} = 4473.8745$ Па

Степень повышения полного давления в вентиляторе

$\pi_{pu} = 1.2422$

Частота вращения

$n_{pu} := 4000$ об/мин

Скорость потока на входе в вентилятор

$V_{pu1} = 30.9003$ м/с

Коэффициент полезного действия

$\eta := 0.8$

Компрессор должен обеспечить массовый расход рабочей смеси в замкнутом контуре

$G_g = 0.1749$ кг/с

угол входа в первую ступень берём

$$\alpha := \frac{70 \cdot \pi}{180}$$

$\alpha = 1.2217$

Приведенная абсолютная скорость на входе в компрессор.

$$\lambda_{pu1} := \frac{V_{pu1}}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_{\Sigma} \cdot T_{pu1}} \cdot \sin(\alpha)}$$

$\lambda_{pu1} = 0.062$

$$g := \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_{pu1} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{pu1}^{2}\right)$$

$g = 0.0964$

Примем коэффициент, учитывающий радиальную неравномерность поля осевых скоростей и пограничный слой, образующиеся на поверхности

$k_G := 0.98$

Необходимая кольцевая площадь на входе в компрессор

$$F_{pu1} := \frac{G_g \cdot \sqrt{T_{pu1}}}{40.4 \cdot p_{pu1} \cdot 10^{-3} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot k_G}$$

$F_{pu1} = 0.1888324$ м²

Скорость на выходе из вентилятора

Примем

$V_{pu2} := 40$ м/с

Температура смеси на выходе

$$T_{pu2} := T_{pu1} + \frac{Cp_{\Sigma} \cdot T_{pu1} \cdot \left[(\pi_{pu})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{Cp_{\Sigma} \cdot \eta}$$

$T_{pu2} = 329.9329$ К

Приведенная абсолютная скорость на выходе

$$\lambda_{pu2} := \frac{V_{pu2}}{27.5 \cdot \sqrt{T_{pu2}}}$$

$\lambda_{pu2} = 0.0801$

$$g := \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_{pu1} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda_{pu1}^{2} \right)$$

$g = 0.0964$

Кольцевая площадь на выходе из вентилятора

$$F_{pu2} := \frac{G_g \cdot \sqrt{T_{pu2}}}{40.4 \cdot p_{pu2} \cdot 10^{-3} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot k_G}$$

$F_{pu2} = 0.1594185$ м²

Относительный диаметр втулки на входе в первую ступень для компрессоров с малым расходом: d=0.55...0.65

Пусть

$d_1 := 0.6$

Относительный диаметр втулки на выходе (принимаем форму проточной части D1H=const, т.к. при таком выборе упрощается изготовление корпуса, который имеет цилиндрическую форму, благодаря независимости радиального зазора между рабочими лопатками и корпусом вентилятора от места расположения упорного подшипника [5]: стр. 56-57.

$$F := \frac{F_{pu1}}{F_{pu2}}$$

$$F = 1.1845$$

$$d_2 := \sqrt{1 - \frac{1 - d_1^{\,2}}{F}}$$

$$d_2 = 0.678$$

Наружный диаметр входного сечения

$$D_{pu1n} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pu1}}{\pi \cdot \left(1 - d_1^{\,2}\right)}}$$

$$D_{pu1n} = 0.6129 \quad \text{м}$$

Внутренний диаметр входного сечения

$$D_{pu1v} := d_1 \cdot D_{pu1n}$$

$$D_{pu1v} = 0.3678 \quad \text{м}$$

Высота лопатки на входе в вентилятор

$$h_{pu1} := \frac{D_{pu1n} - D_{pu1v}}{2}$$

$$h_{pu1} = 0.1226 \quad \text{м}$$

Наружний диаметр на выходе из вентилятора

$$D_{pu2n} := D_{pu1n}$$

$$D_{pu2n} = 0.6129 \quad \text{м}$$

Внутренний диаметр на выходе из вентилятора

$$D_{pu2v} := d_2 \cdot D_{pu2n}$$

$$D_{pu2v} = 0.4156 \quad \text{м}$$

Высота лопатки на выходе из вентилятора

$$h_{pu2} := \frac{D_{pu2n} - D_{pu2v}}{2}$$

$$h_{pu2} = 0.0987 \quad \text{м}$$

Средний диаметр вентилятора в целом

$$D_{pu1sr} := \frac{D_{pu1n} + D_{pu1v}}{2}$$

$$D_{pu1sr} = 0.4903 \quad \text{м}$$

$$D_{pu2sr} := \frac{D_{pu2n} + D_{pu2v}}{2}$$

$$D_{pu2sr} = 0.5142 \quad \text{м}$$

$$D_{pusr} := \frac{D_{pu1sr} + D_{pu2sr}}{2}$$

$$D_{pusr} = 0.5023 \quad \text{м}$$

Окружная скорость на наружнем диаметре первой ступени компрессора

$$U_{pu1} := \pi \cdot D_{pu1n} \cdot \frac{n_{pu}}{60}$$

$$U_{pu1} = 128.3695 \quad \text{м/с}$$

Изоэнтропическая работа вентилятора

$$L_{ad} := \frac{k}{k+1} \cdot R_{\Sigma} \cdot T_{pu1} \cdot \left[(\pi_{pu})^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

$$L_{ad} = 11226.948 \quad \text{Дж}$$

Затраченная работа

$$L_{pu} := \frac{L_{ad}}{\eta}$$

$$L_{pu} = 14033.685 \quad \text{Дж}$$

Примем коэффициент затраченного напора

$$H_z := 0.3$$

Число ступеней компрессора

$$Z := \frac{L_{pu}}{U_{pu1}^{2} \cdot H_z}$$

$$Z = 2.8387$$

Принимаем

$z := 3$

уширение лопатки

$\psi := 2.5$

Длина рабочего колеса первой ступени по потоку

$$S_{rk1} := \frac{h_{pu1}}{\psi}$$

$S_{rk1} = 0.04903$ м

Длина направляющего аппарата первой ступени по потоку

$S_{na1} := 0.9 \cdot S_{rk1}$

$S_{na1} = 0.04413$ м

Осевой зазор первой ступени

$\Delta_1 := 0.25 \cdot S_{rk1}$

$\Delta_1 = 0.01226$ м

Длина рабочего колеса третьей ступени по потоку

$$S_{rk2} := \frac{h_{pu2}}{\psi}$$

$S_{rk2} = 0.03947$ м

Длина направляющего аппарата третьей ступени по потоку

$S_{na2} := 0.9 \cdot S_{rk2}$

$S_{na2} = 0.03552$ м

Осевой зазор третьей ступени

$\Delta_2 := 0.25 \cdot S_{rk2}$

$\Delta_2 = 0.00987$ м

Высота лопаток второй ступени

$$h_{pu12} := \frac{h_{pu1} + h_{pu2}}{2}$$

$h_{pu12} = 0.1106$ м

Длина рабочего колеса по потоку

$$S_{rk12} := \frac{h_{pu1} + h_{pu2}}{2\psi}$$

$S_{rk12} = 0.04425$ м

Длина направляющего аппарата второй ступени по потоку

$S_{na12} := 0.9 \cdot S_{rk12}$

$S_{na12} = 0.03983$ м

Осевой зазор второй ступени

$\Delta_{12} := 0.25 \cdot S_{rk12}$

$\Delta_{12} = 0.01106$ м

Выводы к шестой части:

Характеристики компрессора следующие: степень сжатия 1,24, обороты 4000 об/мин, расход газа 0,17 кг/с, КПД 0,8, скорость на выходе из компрессора. Компрессор имеет постоянный внешний диаметр канала (613 мм), что позволяет использовать цилиндрические корпуса из листовой стали.

Для выбранного коэффициента затраченного напора 0,3 число ступеней 3. Кроме того, найдены ширина лопаток по потоку и осевые зазоры между лопатками. Выбрана дисково-барабанная конструкция ротора.

Заключение

В данном курсовом проекте был проведен проектировочный расчет быстропроточного газового CO_2-лазера, состав рабочей смеси, скорость и температуру газа на входе в газоразрядную камеру.

Список использованных источников

1. Технологические лазеры: Справочник: В 2 т. Т. 1: Расчет, проектирование и эксплуатация/ Г. А. Абельсиитов. – М.: Машиностроение, 1991 – 432 с.

2. Лазерная техника и технология. В 7-ми кн. Кн. 2: Инженерные основы создания технологических лазеров: Учеб. пособие для вузов / В. С. Голубев, Ф. В. Лебедев; под ред. А. Г. Григорьянца. – М.: Высш.шк., 1988 – 176 с.: ил.

3. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, Стереотип. – М.: «Энергия», 1977 – 344 с.: ил.

4. Старцев Н. И. Проектирование осевых компрессоров: Учеб.пособие для вузов. – Самара: КуАИ, 1978 – 81 с.: ил.

5. СТП СГАУ-6.14.-97. Общие требования к учебным текстовым документам. – Самара: СГАУ, 1997. – 16 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ академика С.П. Королева»
(Самарский университет)

Курсовая работа
«**Проектирование быстропроточного CO_2-лазера**»

Работу выполнил:
Студент гр.№
ФИО

Проверил:
ФИО преподавателя

Самара 201_

Учебное издание

Проектирование быстропроточного CO_2-лазера

методические указания к практической работе и курсовому проекту

Составители: Тимченко Павел Евгеньевич
Тимченко Елена Владимировна

Самарский государственный национальный университет имени академика С.П. Королева» (Самарский университет)
443086 Самара, Московское шоссе, 34

Издательство Самарский университет
443086 Самара, Московское шоссе, 34