

авнительный анализ схем приводов азоперекачивающих агрегатов 2.143

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

**«Московский государственный технический
университет**

имени Н.Э. Баумана»

(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ФАКУЛЬТЕТ "Энергомашиностроение"

КАФЕДРА Э-3 "Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки"

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по теме: Системы охлаждения ГТД

группа: ЭЗ-111

Выполнил(а) студент(ка) _____ **А.Клюквин**

(подпись, дата)

Руководитель _____ **С.Бурцев**

(подпись, дата)

Москва - 2017 г.

Реферат

В данном проекте была разработана газотурбинная установка, выполненная по трехвальной схеме со свободной турбиной.

Цель работы - разработка газотурбинной установки (ГТУ) мощностью 16 МВт для эксплуатации в качестве привода центробежного нагнетателя на линейных компрессорных станциях магистральных газопроводов.

В настоящее время относительная доля установленной мощности компрессорных станций с газотурбинным приводом в системе ОАО "Газпром" составляет свыше 85%, что обуславливает актуальность разработки экономичных газотурбинных приводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА). При этом важной особенностью работы ГТУ в качестве привода ГПА является практически постоянная работа на режимах частичной мощности, с чем связана необходимость анализа свойств установки в широком диапазоне рабочих режимов.

В данной работе был проведен анализ параметров установок на режимах 100-30% номинальной мощности, а также проведена оптимизация системы охлаждения турбины высокого давления с целью увеличения ресурса установки.

Разработан маршрутный технологический процесс изготовления рабочей лопатки первой ступени турбины высокого давления.

Проведено сравнение стоимости проектного варианта установки и установки аналогичной мощности ГПА-16 «Ладога», а также прямых эксплуатационных расходов.

Выполнен анализ вредных и опасных производственных факторов установки на этапе эксплуатации. Проведен расчет шума двигателя на номинальном режиме работы, а также оценена зона поражения в случае утечки газа со станции.

Содержание

Реферат	1
Введение	4
1 Расчетно-конструкторская часть	6
1.1 Исходные данные расчета цикла	6
1.2 Вариантные расчеты	8
1.3 Расчет цикла при $\pi_{кнд} = 4.75, \pi_{квд} = 4$	9
1.4 Расчет компрессора низкого давления по средней линии	17
1.5 Поступенчатый расчет турбины	27
1.6 Профилирование ступени ТВД	39
2 Научно-исследовательская часть	43
2.1 Сравнительный анализ схем приводов газоперекачивающих агрегатов	43
2.1.1 Обзор существующих схем	43
2.1.2 Расчетная модель	45
2.1.3 Условия сравнения установок	48
2.1.4 Результаты расчетов	50
2.1.5 Анализ полученных данных	59
2.1.6 Заключение	60
2.2 Расчет расхода охлаждающего воздуха	61
2.3 Расчет профиля температур	63
3 Технологическая часть	74
3.1 Назначение детали в узле. Краткое описание конструкции . . .	74

3.2	Анализ технический требований	76
3.3	Технологические задачи, возникающие при изготовлении детали	80
3.4	Тип производства и метод работы	81
3.5	Технологический анализ конструкции детали	81
3.6	Выбор метода изготовления заготовки	82
3.7	Выбор баз и составление маршрутного технологического процесса	84
4	Организационно-экономическая часть	85
4.1	Оценка единовременных затрат на прототип	85
4.2	Оценка снижения затрат в связи с доработкой конструкции . .	85
4.3	Оценка затрат на единицу мощности	87
4.4	Расчет затрат на эксплуатацию	87
5	Охрана труда и экология	90
5.1	Назначение двигателя	90
5.2	Анализ вредных и опасных производственных факторов на эта- пе эксплуатации	90
5.3	Анализ уровня шума на станции	94
5.4	Оценка размера зоны распространения облака горючих газов и паров при аварии	98
	Заключение	103

Введение

В данной выпускной квалификационной работе спроектирована газотурбинная установка (ГТУ) по трехвальной схеме со свободной турбиной для эксплуатации в качестве привода газоперекачивающего агрегата (ГПА) на линейной компрессорной станции магистрального газопровода.

Задача проекта - создание конкурентоспособной высокоэффективной установки с высокой экономичностью в широком диапазоне рабочих режимов, а также обладающей высоким межремонтным ресурсом. Ключевыми факторами, позволившими решить эту проблему стали:

- применение трехвальной схемы, имеющей хорошие регуляторные свойства;
- применение в качестве протипа хорошо зарекомендовавшей себя конструкции опор;
- предварительное захолаживание охлаждающего воздуха, отбираемого из компрессора во внешнем воздухо-водяном теплообменном аппарате;
- оптимизация системы охлаждения турбины высокого давления, позволившая снизить неравномерность температуры в сопловом аппарате турбины с 256,7 до 141,4 К без увеличения максимальной температуры металла и при снижении расхода охлаждающего воздуха на сопловой аппарат на 9%.

Проектируемый двигатель состоит из следующих составных частей:

- Компрессор низкого давления семиступенчатый;
- Компрессор высокого давления пятиступенчатый;

- Трубчато-кольцевая противоточная камера сгорания с выносными жаровыми трубами;
- Одноступенчатая турбина высокого давления;
- Одноступенчатая турбина низкого давления;
- Двухступенчатая силовая турбина;
- Выходное устройство с газосборником.

Конструктивно двигатель выполнен в виде двух модулей: газогенератор и силовая турбина. Каждый модуль установлен на отдельной раме, что позволяет проводить их обслуживание и ремонт независимо.

1 Расчетно-конструкторская часть

1.1 Исходные данные расчета цикла

В качестве расчетной схемы привода ГПА выбирается схема ЗН.

Исходные данные для расчета цикла представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Исходные данные расчета цикла

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Потребная мощность	N_e	МВт	16,0
КПД редуктора	η_p		0,98
Давление атмосферного воздуха	p_a	Па	0,100
Температура атмосферного воздуха	T_a	К	288,0
Потери давления во входном устройстве	$\sigma_{вх}$	-	1,0
Политропический КПД компрессора низкого давления (КНД)	$\eta_{кнд}$	-	0,840
Политропический КПД компрессора высокого давления (КВД)	$\eta_{квд}$	-	0,820
КПД турбины высокого давления (ТВД)	$\eta_{твд}$	-	0,880
КПД турбины низкого давления (ТНД)	$\eta_{тнд}$	-	0,900
КПД свободной турбины (ТС)	$\eta_{тс}$	-	0,920

Продолжение таблицы 1.1

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Механический КПД вала низкого давления	$\eta_{м\ нд}$	-	0.99
Механический КПД вала высокого давления	$\eta_{м\ вд}$	-	0.99
Температура газа за камерой сгорания	$T_{г}^*$	К	1450,0
Температура топлива	$T_{т}$	К	300,0
Температура измерения теплотехнических параметров топлива	T_0	К	300,0
Коэффициент сохранения полного давления в камере сгорания	$\sigma_{г}$	-	0,990
Полнота сгорания	$\eta_{г}$	-	0,980
Коэффициент сохранения полного давления в патрубке КНД	$\sigma_{кнд}$	-	0,980
Коэффициент сохранения полного давления в патрубке ТВД	$\sigma_{твд}$	-	0,980
Коэффициент сохранения полного давления в патрубке ТНД	$\sigma_{тнд}$	-	0,980
Коэффициент сохранения полного давления в патрубке ТС	$\sigma_{тс}$	-	0,930
Приведенная скорость на выходе из силовой турбины	$\lambda_{тс}$	-	0,30

1.2 Вариантные расчеты

Для определения оптимальных степеней повышения давления в компрессорах построим графики зависимости КПД, удельной мощности и расхода через компрессоры от суммарной степени повышения давления в компрессорах. При этом для наглядности отнесем абсолютные значения рассматриваемых величин к максимальному значению, достигающемуся на заданном промежутке.

График зависимостей КПД, мощности и расхода ГТА от суммарной степени повышения давления в компрессорах представлен на рис. 1.1. Распределение степеней повышения давления между компрессорами соответствует оптимальному по КПД:

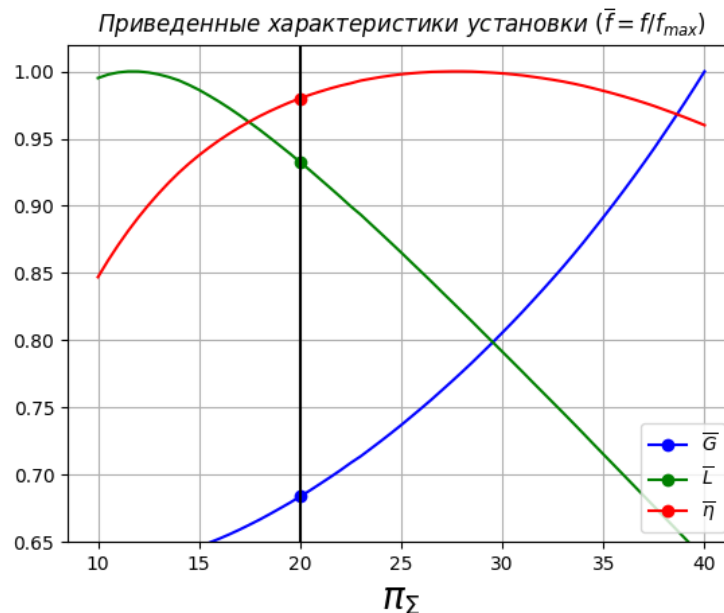


Рис. 1.1: Характеристики установки

Экстремум по КПД достигается при следующих значениях функций:

$G, \text{ кг/с}$	$N_e, \text{ Вт/кг}$	η_e	$\pi_{\text{кнд}}$	$\pi_{\text{квд}}$
60, 1	$0, 272 \cdot 10^6$	0, 393	5, 3	5, 3

Экстремум по удельной мощности достигается при следующих значениях функций:

$G, \text{ кг/с}$	$N_e, \text{ Вт/кг}$	η_e	$\pi_{\text{кнд}}$	$\pi_{\text{квд}}$
49, 4	$0, 331 \cdot 10^6$	0, 346	3, 4	3, 4

В связи с высокой температурой за камерой сгорания, для изготовления лопаточных венцов турбины высокого давления требуется использование крайне дорогих материалов и применение интенсивного охлаждения. Поэтому уменьшение количества ступеней турбины высокого давления является актуальной технико-экономической задачей. Опираясь на данные вариантного расчета, можно сказать, что применение в данной схеме двуступенчатой турбины высокого давления приведет к недогрузке обеих ступеней, а, следовательно, к излишним расходам на материалы. В связи с этим в данной работе принимается $\pi_{\Sigma} = 19, 0$, $\pi_{\text{кнд}} = 4, 8$, $\pi_{\text{квд}} = 4, 0$, что позволит создать эффективную одноступенчатую турбину высокого давления.

Ниже представлен расчет цикла ГТА при $\pi_{\text{кнд}} = 4, 8$, $\pi_{\text{квд}} = 4, 0$.

1.3 Расчет цикла при $\pi_{\text{кнд}} = 4.75$, $\pi_{\text{квд}} = 4$

В данном расчете учет изменения теплофизических свойств рабочего тела в зависимости от его температуры производился путем итерирования на каждом этапе расчета до тех пор, пока изменение искомого теплофизического свойства (теплоемкости или показателя адиабаты) не составляло менее 0.1% в сравнении с результатами предыдущей итерации. Ниже везде используются значения теплофизических свойств на последнем этапе итерационных расчетов.

1. Определим давление за входным устройством:

$$p_{\text{вх}}^* = \sigma_{\text{вх}} p_a = 0,98 \cdot 0,100 = 0,098 \text{ МПа}$$

2. Определим давление за КНД:

$$p_{\text{КНД}}^* = \pi_{\text{КНД}} p_{\text{вх}}^* = 4,8 \cdot 0,098 = 0,466 \text{ МПа}$$

3. Определим адиабатический КПД КНД $\eta_{\text{КНД}}$, принимая показатель адиабаты воздуха $k_{\text{в КНД}} = 1,40$:

$$\eta_{\text{КНД}} = \frac{\frac{\pi_{\text{КНД}}^{\frac{k_{\text{в КНД}}-1}{k_{\text{в КНД}}}} - 1}{\frac{k_{\text{в КНД}}-1}{\pi_{\text{КНД}}^{\frac{k_{\text{в КНД}}-1}{k_{\text{в КНД}} \cdot \eta_{\text{пол КНД}}}}} - 1}} = \frac{4,8^{\frac{1,40-1}{1,40}} - 1}{4,8^{\frac{1,40-1}{1,40 \cdot 0,840}} - 1} = 0,80$$

4. Определим температуру газа за КНД:

$$T_{\text{КНД}}^* = T_a \left[1 + \frac{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{в КНД}}-1}{k_{\text{в КНД}}}} - 1}{\eta_{\text{КНД}}} \right] = 288,0 \left[1 + \frac{4,8^{\frac{1,40-1}{1,40}} - 1}{0,80} \right] = 490,0 \text{ К}$$

5. Используя найденный показатель адиабаты воздуха, определим теплоемкость воздуха в процессе сжатия воздуха в КНД:

$$c_{p_{\text{в КНД}}} = \frac{k_{\text{в КНД}}}{k_{\text{в КНД}} - 1} R_{\text{в}} = \frac{1,40}{1,40 - 1} \cdot 287,0 = 1012,1 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

6. Определим работу КНД:

$$L_{\text{КНД}} = c_{p_{\text{в КНД}}} (T_{\text{КНД}}^* - T_a) = 1012,1 \cdot (490,0 - 288,0) = 0,204 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

7. Определим давление перед КВД:

$$p_{0 \text{ КВД}}^* = \sigma_{\text{КНД}} p_{\text{КНД}}^* = 0,98 \cdot 0,466 = 0,456 \text{ МПа}$$

8. Определим давление за КВД:

$$p_{\text{КВД}}^* = \pi_{\text{КВД}} p_{0 \text{ КВД}}^* = 4,0 \cdot 0,456 = 1,825 \text{ МПа}$$

9. Определим адиабатический КПД КВД $\eta_{\text{КВД}}$, принимая показатель адиабаты воздуха $k_{\text{в КВД}} = 1,37$:

$$\eta_{\text{КВД}} = \frac{\pi_{\text{КВД}}^{\frac{k_{\text{в КВД}}-1}{k_{\text{в КВД}}}} - 1}{\pi_{\text{КВД}}^{\frac{k_{\text{в КВД}}-1}{k_{\text{в КВД}} \cdot \eta_{\text{ПОЛ КВД}}}} - 1} = \frac{4,0^{\frac{1,37-1}{1,37}} - 1}{4,0^{\frac{1,37-1}{1,37 \cdot 0,820}} - 1} = 0,78$$

10. Определим температуру газа за КВД:

$$T_{\text{КВД}}^* = T_{\text{КНД}}^* \left[1 + \frac{\pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{в}}-1}{k_{\text{в}}}} - 1}{\eta_{\text{КВД}}} \right] = 490,0 \left[1 + \frac{4,0^{\frac{1,37-1}{1,37}} - 1}{0,78} \right] = 784,3 \text{ K}$$

11. Используя найденный показатель адиабаты воздуха, определим теплоемкость воздуха в процессе сжатия воздуха в КВД:

$$c_{p \text{ в КВД}} = \frac{k_{\text{в КВД}}}{k_{\text{в КВД}} - 1} R_{\text{в}} = \frac{1,37}{1,37 - 1} \cdot 287,0 = 1061,8 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)}$$

12. Определим работу КВД:

$$L_{\text{КВД}} = c_{p \text{ в КВД}} (T_{\text{КВД}}^* - T_{\text{КНД}}^*) = 1061,8 \cdot (784,3 - 490,0) = 0,313 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

13. Температура газа за камерой сгорания:

$$T_{\text{г}}^* = 1450 \text{ K}$$

14. Определим относительный расход топлива. Расчет носит итерационный характер. Ниже описана последняя итерация. Теплоемкость продуктов сгорания природного газа рассчитывается через показатель адиабаты и газовую постоянную газа. При этом газовая постоянная и истинный показатель адиабаты рассчитываются как средневзвешенное соответственных характеристик компонентов продуктов. При расчета приняты следующие значения:

1) теплоемкость топлива:

$$c_{pm} = 2226,0 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

2) температура подачи топлива:

$$T_m = 300,0 \text{ К};$$

3) температура определения теплофизических параметров веществ:

$$T_0 = 300,0 \text{ К};$$

4) истинная теплоемкость воздуха перед камерой сгорания:

$$c_{pв \text{ г}}(T_{\text{КВД}}) = 1095,4 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

5) истинная теплоемкость воздуха при температуре определения теплофизических параметров веществ:

$$c_{pв \text{ г}}(T_0) = 1002,7 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

6) низшая теплота сгорания топлива:

$$Q_{\text{н}}^p = 49030 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг};$$

7) полнота сгорания:

$$\eta_{\text{г}} = 0,98;$$

8) масса воздуха, необходимая для сжигания 1 кг топлива:

$$l_0 = 17,3 \text{ кг};$$

14.1. Зададимся коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = 3,32;$$

14.2. Теплоемкость продуктов сгорания природного газа $c_{p_{г\text{ } \Gamma}}$ при данном значении коэффициента избытка воздуха при температуре T_{Γ} составляет:

$$c_{p_{г\text{ } \Gamma}}(T_{\Gamma}) = 1222,3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

14.3. Теплоемкость продуктов сгорания природного газа $c_{p_{г\text{ } \Gamma}}$ при данном значении коэффициента избытка воздуха при температуре T_0 составляет:

$$c_{p_{г\text{ } \Gamma}}(T_0) = 995,0 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K});$$

14.4. Определим относительный расход топлива:

$$\begin{aligned} a &= c_{p_{г\text{ } \Gamma}}(T_{\Gamma}) T_{\Gamma} - c_{p_{в\text{ } \Gamma}}(T_{\text{КВД}}) T_{\text{КВД}} = \\ &= 1222,3 \cdot 1450,0 - 1222,3 \cdot 784,310 = 0,913 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} b &= (c_{p_{г\text{ } \Gamma}}(T_0) - c_{p_{в\text{ } \Gamma}}(T_0)) T_0 = \\ &= (995,0 - 1002,7) \cdot 300,0 = -2,327 \cdot 10^3 \text{ Дж}/\text{кг} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c &= c_{p_{г\text{ } \Gamma}}(T_{\Gamma}) T_{\Gamma} - c_{p_{г\text{ } \Gamma}}(T_0) T_0 = \\ &= 1222,3 \cdot 1450,0 - 995,0 \cdot 300,0 = 1,474 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{кг} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d &= c_{pm}(T_m - T_0) = \\ &= 2226,0(300,0 - 300,0) = 0 \text{ Дж}/\text{кг} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_m &= \frac{G_m}{G_{\text{B}}^{\Gamma}} = \frac{a - b}{Q_{\text{H}}^{\text{P}} \eta_{\Gamma} - c + d} = \\ &= \frac{0,913 \cdot 10^6 + 2,327 \cdot 10^3}{49030 \cdot 10^3 \cdot 0,98 - 1473,793 \cdot 10^6 + 0} = 0,017 \end{aligned}$$

14.5. Определим коэффициент избытка воздуха:

$$\alpha' = \frac{1}{g_m l_0} = \frac{1}{0,017 \cdot 17,3} = 3,32$$

15. Определим удельный расход через ТВД:

$$\begin{aligned} g_{\text{ТВД}} &= (1 + g_m) (1 - g_{\text{ут. ТВД}} - g_{\text{охл. ТВД}}) = \\ &= (1 + 0,017) (1 - 0,010 - 0,100) = 1,027 \end{aligned}$$

16. Определим удельную работу ТВД:

$$L_{\text{ТВД}} = \frac{L_{\text{КВД}}}{g_{\text{ТВД}} \eta_{\text{м. вД}}} = \frac{0,313 \cdot 10^6}{1,027 \cdot 0,990} = 0,280 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

17. Определим давление газа перед ТВД:

$$p_{\Gamma}^* = p_{\text{тнд}}^* \sigma_{\Gamma} = 1,825 \cdot 0,99 = 1,807 \text{ МПа}$$

18. Определим среднюю теплоемкость газа в процессе расширения газа в турбине, принимая показатель адиабаты газа $k_{\Gamma \text{ ТВД}} = 1,32$:

$$c_{p\Gamma \text{ ТВД}} = \frac{k_{\Gamma \text{ ТВД}}}{k_{\Gamma \text{ ТВД}} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,32}{1,32 - 1} \cdot 291,0 = 1206,6 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

19. Определим давление воздуха за ТВД:

$$\begin{aligned} p_{\text{ТВД}}^* &= p_{\Gamma}^* \left[1 - \frac{L_{\text{ТВД}}}{c_{p\Gamma \text{ ТВД}} T_{\Gamma} \eta_{\text{ТВД}}} \right]^{\frac{k_{\Gamma \text{ ТВД}}}{k_{\Gamma \text{ ТВД}} - 1}} = \\ &= 1,807 \left[1 - \frac{0,313 \cdot 10^6}{1206,6 \cdot 1450,0 \cdot 0,880} \right]^{\frac{1,32}{1,32 - 1}} = 0,787 \text{ МПа} \end{aligned}$$

20. Определим температуру газа за ТВД:

$$\begin{aligned} T_{\text{ТВД}}^* &= T_{\Gamma}^* \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{p_{\text{ТВД}}^*}{p_{\Gamma}^*} \right)^{\frac{k_{\Gamma \text{ ТВД}}}{k_{\Gamma \text{ ТВД}} - 1}} \right] \eta_{\text{ТВД}} \right\} = \\ &= 1450,0 \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{0,787}{1,807} \right)^{\frac{1,32}{1,32 - 1}} \right] \cdot 0,880 \right\} = 1218,1 \text{ К} \end{aligned}$$

21. Определим давление перед ТНД:

$$p_{0 \text{ ТНД}}^* = p_{\text{ТВД}}^* \sigma_{\text{ТВД}} = 0,787 \cdot 0,98 = 0,771 \text{ МПа}$$

22. Определим удельный расход через ТНД:

$$\begin{aligned} g_{\text{ТНД}} &= g_{\text{ТВД}} (1 - g_{\text{УТ ТНД}} - g_{\text{ОХЛ ТНД}} + g_{\text{ОХЛ ТВД}}) = \\ &= 1,027 \cdot (1 - 0,010 - 0,000 + 0,100) = 1,037 \end{aligned}$$

23. Определим удельную работу ТНД:

$$L_{\text{ТНД}} = \frac{L_{\text{КНД}}}{g_{\text{ТНД}} \eta_{\text{м нд}}} = \frac{0,204 \cdot 10^6}{1,037 \cdot 0,99} = 0,199 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

24. Определим среднюю теплоемкость газа в процессе расширения газа в ТНД, принимая показатель адиабаты газа $k_{\text{Г ТНД}} = 1,33$:

$$c_{p \text{ Г ТНД}} = \frac{k_{\text{Г ТНД}}}{k_{\text{Г ТНД}} - 1} R_{\text{Г}} = \frac{1,33}{1,33 - 1} \cdot 291,0 = 1178,1 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$$

25. Определим давление воздуха за ТНД:

$$\begin{aligned} p_{\text{ТНД}}^* &= p_{0 \text{ ТНД}}^* \left[1 - \frac{L_{\text{ТНД}}}{c_{p \text{ Г ТНД}} T_{\text{Г}} \eta_{\text{ТНД}}} \right]^{\frac{k_{\text{Г ТНД}}}{k_{\text{Г ТНД}} - 1}} = \\ &= 0,771 \left[1 - \frac{0,204 \cdot 10^6}{1178,1 \cdot 1218,1 \cdot 0,90} \right]^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} = 0,391 \text{ МПа} \end{aligned}$$

26. Определим температуру газа за ТНД:

$$\begin{aligned} T_{\text{ТНД}}^* &= T_{\text{ТВД}}^* \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{p_{\text{ТНД}}^*}{p_{\text{ТНД } 0}^*} \right)^{\frac{k_{\text{Г ТНД}}}{k_{\text{Г ТНД}} - 1}} \right] \eta_{\text{ТНД}} \right\} = \\ &= 1218,1 \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{0,391}{0,771} \right)^{\frac{1,33}{1,33 - 1}} \right] \cdot 0,90 \right\} = 1049,1 \text{ К} \end{aligned}$$

27. Определим давление перед свободной турбиной:

$$p_{0\text{ тс}}^* = p_{\text{тнд}}^* \sigma_{\text{тнд}} = 0,391 \cdot 0,98 = 0,384 \text{ МПа}$$

28. Определим удельный расход через силовую турбину:

$$g_{\text{тс}} = g_{\text{тнд}} (1 - g_{\text{ут тс}} - g_{\text{охл тс}}) = 1,037 \cdot (1 - 0,010 - 0,000) = 1,027$$

29. Определим давление торможения на выходе из свободной турбины $p_{\text{тс}}^*$:

$$p_{\text{тс}}^* = p_a / \sigma_{\text{вых}} = 0,100 \cdot 0,93 = 0,108 \text{ МПа}$$

30. Зададим значение приведенной скорости на выходе из свободной турбины:

$$\lambda_{\text{вых}} = 0,30$$

31. Определим статическое давление на выходе из свободной турбины, принимая показатель адиабаты газа на выходе из свободной турбины $k_{\text{тс вых}} = 1,36$:

$$p_{\text{тс}} = p_{\text{тс}}^* \cdot \pi(\lambda_{\text{вых}}, k_{\text{тс вых}}) = 0,108 \cdot \pi(0,30, 1,36) = 0,102 \text{ МПа}$$

32. Определим статическую температуру на выходе из свободной турбины, принимая показатель адиабаты газа $k_{\text{т тс}} = 1,35$:

$$\begin{aligned} T_{\text{тс}} &= T_{\text{тнд}}^* \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{p_{0\text{ тс}}^*}{p_{\text{тс}}} \right)^{\frac{k_{\text{т тс}}}{k_{\text{тс}} - 1}} \right] \eta_{\text{тс}} \right\} = \\ &= 1049,1 \left\{ 1 - \left[1 - \left(\frac{0,384}{0,102} \right)^{\frac{1,35}{1,35-1}} \right] \cdot 0,92 \right\} = 769,6 \text{ К} \end{aligned}$$

33. Определим температуру торможения на выходе из силовой турбины:

$$T_{\text{тс}}^* = \frac{T_{\text{тс}}}{\tau(\lambda_{\text{вых}}, k_{\text{тс вых}})} = \frac{T_{\text{тс}}}{\tau(0,30, 1,36)} = 780,2 \text{ К}$$

34. Определим значение теплоемкости газа в свободной турбине:

$$c_{p \text{ тс}} = \frac{k_{\text{т тс}}}{k_{\text{т тс}} - 1} = \frac{1,35}{1,35 - 1} = 1133,2 \text{ Дж/ (кг} \cdot \text{K)}$$

35. Определим удельную работу силовой турбины:

$$L_{\text{тс}} = c_{p \text{ тс}} (T_{\text{тнд}}^* - T_{\text{тс}}^*) = 1133,2 \cdot (1049,1 - 780,2) = 0,305 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

36. Определим удельную работу ГТД:

$$L = L_{\text{тс}} g_{\text{тс}} = 0,30 \cdot 10^6 \cdot 1,027 = 0,305 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

37. Определим экономичность ГТД:

$$C_e = \frac{3600}{N_{\text{еуд}}} g_{\text{тс}} = \frac{3600}{0,305 \cdot 10^6} \cdot 1,03 = 0,000 \cdot \text{кг/ (кВт/ч)}$$

38. Определим КПД ГТД:

$$\eta_e = \frac{3600}{C_e Q_{\text{н}}^{\text{p}}} = \frac{3600}{0,000 \cdot 49,030} = 0,382$$

39. Определим потребную мощность ГТД:

$$N = N_e / \eta_p = 16000 \cdot 10^3 \cdot 0,98 = 16327 \cdot 10^3 \text{ Вт}$$

40. Определим расход воздуха:

$$G_{\text{в}} = \frac{N}{L} = \frac{16327 \cdot 10^3}{0,305 \cdot 10^6} = 51,1 \text{ кг/с}$$

1.4 Расчет компрессора низкого давления по средней линии

Для в данной работе детально представлен расчет первой ступени КНД по средней линии тока по методике [12]. Параметры остальных ступеней КНД

и КВД представлены в табличном виде (КНД - табл. 1.3, КВД - табл. 1.4). Исходные параметры для расчета КНД по средне линии тока представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 Исходные параметры для расчета КНД по средней линии тока

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Начальная температура воздуха	T_1	К	288,0
Начальное давление воздуха	p_1	10^6 Па	0,098
Частота вращения вала	n	об/мин	9500
Коэффициент напора текущей ступени	$\overline{H_{Ti}}$	-	0,284
Коэффициент напора следующей ступени	$\overline{H_{T\ i+1}}$	-	0,302
Реактивность текущей ступени	R_i	-	0,500
Реактивность следующей ступени	R_{i+1}	-	0,500
Коэффициент работы	k_H	-	0,99
КПД ступени	$\eta_{ад}^*$	-	0,817
Безразмерная осевая скорость на входе в ступень	$\overline{c_a}$	-	0,50
Относительный диаметр втулки на входе в ступень	$\overline{d_1}$	-	0,440
Угол наклона внутреннего обвода проточной части	γ_B	°	8,0

Продолжение таблицы 1.2

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Угол наклона наружного обвода проточной части	γ_n	°	-8,0
Удлинение лопатки ротора	$\overline{b_{ap}}$	-	3,6
Удлинение лопатки статора	$\overline{b_{ac}}$	-	4,4
Относительная ширина зазора за лопатками ротора	δ_p	-	0,10
Относительная ширина зазора за лопатками статора	δ_c	-	0,10

1. Определим окружную скорость на периферии рабочих лопаток на входе в ступень:

$$u_k = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,691 \cdot 9500}{60} = 343,67 \text{ м/с.}$$

2. Определим теоретический напор ступени:

$$H_T = \overline{H_{Ti}} \cdot u_{ki}^2 = 0,284 \cdot 343,67^2 = 0,336 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

3. Определим действительную работу сжатия:

$$L_z = k_H \cdot H_T = 0,99 \cdot 0,336 \cdot 10^5 = 0,333 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

4. Определим адиабатическую работу сжатия:

$$H_{ад} = L_z \cdot \eta_{ад}^* = 0,333 \cdot 10^5 \cdot 0,817 = 0,272 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг.}$$

5. Определим повышение полной температуры в ступени:

$$\Delta T^* = L_z / c_{pв} = 0,333 \cdot 10^5 / 1003,0 = 32,9 \text{ К.}$$

6. Определим степень повышения полного давления:

$$\pi^* = \left[1 + \frac{H_{\text{ад}}}{c_{pB} T_1^*} \right]^{\frac{k_B}{k_B - 1}} = \left[1 + \frac{0,272 \cdot 10^5}{1003,0 \cdot 288,0} \right]^{\frac{1,40}{1,40 - 1}} = 1,37.$$

7. Определим полное давление на выходе из ступени:

$$p_3^* = p_1^* \cdot \pi^* = 0,098 \cdot 10^6 \cdot 1,37 = 0,134 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

8. Определим критическую скорость потока на входе в ступень:

$$a_{\text{кр1}} = \sqrt{\frac{2k_B}{k_B + 1} R_B T_1^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,40}{1,40 + 1} \cdot 287,0 \cdot 288,0} = 310,65 \text{ м/с}.$$

9. Определим критическую скорость потока на выходе из ступени:

$$a_{\text{кр3}} = \sqrt{\frac{2k_B}{k_B + 1} R_B T_3^*} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,40}{1,40 + 1} \cdot 287,0 \cdot 320,9} = 327,78 \text{ м/с}.$$

10. Определим относительный средний радиус на входе в ступень:

$$\overline{r_{\text{cp1}}} = \sqrt{\frac{1 + \overline{d_1}}{2}} = \sqrt{\frac{1 + 0,44}{2}} = 0,85.$$

11. Определим безразмерную окружную составляющую абсолютной скорости на входе в ступень:

$$\overline{c_{u1}} = \overline{r_{\text{cp1}}} \cdot (1 - R_{\text{cp} \ i}) - \frac{\overline{H_T}}{2\overline{r_{\text{cp1}}}} = 0,85 \cdot (1 - 0,50) - \frac{0,28}{2 \cdot 0,85} = 0,26.$$

12. Определим направление абсолютной скорости на входе в ступень:

$$\alpha_1 = \arctan \frac{\overline{c_{a1}}}{\overline{c_{u1}}} = \arctan \frac{0,50}{0,26} = 62,8^\circ.$$

13. Определим величину осевой скорости на входе в ступень:

$$c_{a1} = u_K \cdot \overline{c_a} = 343,67 \cdot 0,50 = 171,83 \text{ м/с}.$$

14. Определим приведенную скорость на входе в ступень:

$$\lambda_1 = \frac{c_{a1}}{\sin \alpha_1 \cdot a_{\text{кр}1}} = \frac{171,83}{\sin 62,8^\circ \cdot 310,65} = 0,62.$$

15. Величина функции $Q(\lambda, k_{\text{в}}, R_{\text{в}}) = \frac{m(k_{\text{в}})q(\lambda)}{\sqrt{R_{\text{в}}}}$, соответствующая полученному значению приведенной скорости равна:

$$Q(\lambda_1, k_{\text{в}}, R_{\text{в}}) = 0,03 \left(\frac{D_{\text{ж}}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right)^{0.5}.$$

16. Определим кольцевую площадь на входе в ступень:

$$F_1 = \frac{G\sqrt{T_1^*}}{p_1^* Q(\lambda_1, k_{\text{в}}, R_{\text{в}}) \sin \alpha_1} = \frac{52,2 \cdot \sqrt{288,0}}{0,10 \cdot 10^6 \cdot 0,03 \cdot \sin 62,8^\circ} = 0,30 \text{ м}^2.$$

17. Определим внешний и внутренний диаметры на входе в ступень:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{1 - \bar{d}^2} \cdot F_1} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{1 - 0,44} \cdot 0,30} = 0,691 \text{ м},$$

$$d_1 = D_1 \cdot \bar{d}_1^2 = 0,691 \cdot 0,440 = 0,304 \text{ м}.$$

18. Определим ширину ступени:

$$\begin{aligned} x_{\text{ступ}} &= D_1 \cdot \frac{1 - \bar{d}_1}{2} \cdot \left(\frac{1 + \bar{\delta}_{\text{п}}}{\bar{b}_{\text{ап}}} + \frac{1 + \bar{\delta}_{\text{с}}}{\bar{b}_{\text{ас}}} \right) = \\ &= 0,691 \cdot \frac{1 - 0,440}{2} \cdot \left(\frac{1 + 0,10}{3,6} + \frac{1 + 0,10}{4,4} \right) = 0,103 \text{ м}. \end{aligned}$$

19. Определим внешний и внутренний диаметры на выходе из ступени:

$$D_3 = D_1 + 2 \cdot x_{\text{ступ}} \tan \gamma_{\text{н}} = 0,691 + 2 \cdot 0,103 \cdot \tan -8,0^\circ = 0,662 \text{ м},$$

$$d_3 = d_1 + 2 \cdot x_{\text{ступ}} \tan \gamma_{\text{в}} = 0,304 + 2 \cdot 0,103 \cdot \tan 8,0^\circ = 0,333 \text{ м}$$

20. Определим кольцевую площадь на выходе из ступени:

$$F_3 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - d_3^2) = \frac{\pi}{4} (0,662^2 - 0,333^2) = 0,257 \text{ м}^2.$$

21. Определим относительный диаметр втулки на выходе из ступени:

$$\overline{d}_3 = \frac{d_3}{D_3} = \frac{0,333}{0,662} = 0,503.$$

22. Определим относительный средний радиус на выходе из ступени:

$$\overline{r_{cp\ 3}} = \sqrt{\frac{1 + \overline{d}_3^2}{2}} = \sqrt{\frac{1 + 0,503^2}{2}} = 0,867.$$

23. Определим безразмерную окружную составляющую абсолютной скорости на выходе из ступени:

$$\overline{c_{u3}} = \overline{r}_3 \cdot (1 - R_{cp\ i+1}) - \frac{\overline{H_{T\ i+1}}}{2 \cdot \overline{r_{cp\ 3}}} = 0,87 \cdot (1 - 0,50) - \frac{0,30}{2 \cdot 0,87} = 0,259.$$

24. Для определения приведенной скорости на выходе из ступени, численно решим уравнение:

$$\frac{Q(\lambda_3, k_b, R_b)}{\lambda_3} = \frac{a_{кр3}}{c_{a3}} \cdot \frac{G}{F_3} \cdot \frac{\sqrt{T_3^*}}{p_3^*}$$

. Получим значение приведенной скорости на выходе:

$$\lambda_3 = 0,56.$$

25. Определим направление потока в абсолютном движении на выходе из ступени:

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{c_{a3}}{\lambda_3 \cdot a_{кр\ 3}} = \arcsin \frac{158,78}{0,56 \cdot 327,78} = 60,7^\circ.$$

26. Определим безразмерную окружную составляющую абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$\overline{c_{u2}} = \frac{1}{\overline{r_{cp\ 2}}} (\overline{H_T} + \overline{c_{u1} r_{cp1}}) = \frac{1}{0,86} (0,28 + 0,26 \cdot 0,86) = 0,48.$$

27. Определим углы потока в относительном движении:

$$\beta_1 = \arctan \frac{\overline{c_{a1}}}{\overline{r_{cp1}} - \overline{c_{u1}}} = \arctan \frac{0,50}{0,85 - 0,26} = 40,2^\circ.$$

$$\beta_2 = \arctan \frac{\overline{c_{a2}}}{\overline{r_{cp2}} - \overline{c_{u2}}} = \arctan \frac{0,48}{0,86 - 0,58} = 62,2^\circ,$$

28. Определим направление потока в абсолютном движении после рабочего колеса:

$$\alpha_2 = \arctan \frac{\overline{c_{a2}}}{\overline{c_{u2}}} = \arctan \frac{0,48}{0,58} = 39,4^\circ.$$

29. Определим относительную скорость на среднем радиусе на входе в рабочее колесо:

$$w_1 = \frac{c_{a1}}{\sin \beta_1} = \frac{171,8}{\sin 40,2} = 266,3 \text{ м/с}.$$

30. Определим относительную скорость на среднем радиусе на входе в НА:

$$c_2 = \frac{c_{a2}}{\sin \alpha_2} = \frac{165,3}{\sin 39,4^\circ} = 260,22 \text{ м/с}.$$

Таблица 1.3 Сводная таблица параметров КНД

№	Наименование	Размерность	1	2	3	4	5	6	7
1	H_T	$10^5 \cdot \text{Дж/кг}$	0,336	0,327	0,312	0,290	0,277	0,265	0,256
2	L_z	$10^5 \cdot \text{Дж/кг}$	0,333	0,324	0,309	0,287	0,274	0,262	0,253
3	$H_{ад}$	$10^5 \cdot \text{Дж/кг}$	0,272	0,270	0,257	0,238	0,227	0,216	0,207
4	ΔT	К	32,9	31,9	30,3	28,1	26,6	25,3	24,3
5	π^*	-	1,369	1,325	1,278	1,234	1,206	1,182	1,165
6	p_1^*	$10^6 \cdot \text{Па}$	0,098	0,134	0,178	0,227	0,280	0,338	0,400
7	p_3^*	$10^6 \cdot \text{Па}$	0,134	0,178	0,227	0,280	0,338	0,400	0,466
8	$a_{кр1}$	м/с	310,65	327,90	343,82	358,30	371,20	383,03	393,94
9	$a_{кр3}$	м/с	327,78	343,64	358,05	370,81	382,46	393,16	403,16
10	$\overline{r_{cp1}}$	-	0,849	0,867	0,885	0,904	0,914	0,924	0,931
11	$\overline{c_{u1}}$	-	0,257	0,271	0,277	0,289	0,291	0,298	0,302
12	α_1	°	62,8	60,7	60,4	61,7	61,5	61,6	61,4
13	λ_1	-	0,62	0,56	0,52	0,52	0,49	0,47	0,46
14	F_1	м ²	0,302	0,257	0,215	0,174	0,153	0,134	0,120
15	D_1	м	0,320	0,347	0,373	0,393	0,406	0,417	0,427
16	d_1	м	0,304	0,333	0,360	0,386	0,399	0,412	0,422

Продолжение таблицы 1.3

№	Наименование	Размерность	1	2	3	4	5	6	7
17	$x_{\text{ступ}}$	м	0,103	0,095	0,094	0,077	0,070	0,058	0,055
18	D_3	м	0,662	0,635	0,609	0,595	0,583	0,575	0,567
19	d_3	м	0,675	0,648	0,622	0,602	0,589	0,579	0,571
20	F_3	м ²	0,257	0,215	0,174	0,153	0,134	0,120	0,107
21	$\overline{d_3}$	-	0,503	0,566	0,634	0,671	0,706	0,734	0,761
22	$\overline{r_{\text{ср}3}}$	-	0,867	0,885	0,904	0,914	0,924	0,931	0,938
23	$\overline{c_{u3}}$	-	0,259	0,266	0,277	0,284	0,292	0,298	0,304
24	λ_3	-	0,556	0,517	0,515	0,487	0,474	0,459	0,453
25	α_3	°	60,7	60,4	61,7	61,5	61,6	61,4	61,6
26	$\overline{c_{u2}}$	-	0,58	0,61	0,62	0,64	0,63	0,64	0,64
27	β_1	°	40,2	39,0	38,8	41,1	40,6	41,3	41,3
28	β_2	°	62,2	62,7	63,3	63,6	62,8	62,5	62,3
29	α_2	°	39,4	37,8	38,8	39,8	40,3	40,8	41,3
30	w_2	м/с	186,88	176,16	177,38	179,29	178,89	179,13	180,19
31	c_2	м/с	260,22	255,24	252,84	250,56	245,82	243,39	241,77

Таблица 1.4 Сводная таблица параметров КВД

№	Наименование	Размерность	1	2	3	4	5
1	H_T	$10^5 \cdot \text{Дж/кг}$	0,609	0,618	0,621	0,618	0,609
2	L_z	$10^5 \cdot \text{Дж/кг}$	0,603	0,612	0,615	0,612	0,603
3	$H_{ад}$	$10^5 \cdot \text{Дж/кг}$	0,481	0,496	0,501	0,496	0,481
4	ΔT	К	57,7	57,9	57,4	56,4	54,8
5	π^*	-	1,387	1,354	1,320	1,287	1,254
6	p_1^*	$10^6 \cdot \text{Па}$	0,456	0,633	0,857	1,131	1,455
7	p_3^*	$10^6 \cdot \text{Па}$	0,633	0,857	1,131	1,455	1,825
8	$a_{кр1}$	м/с	405,19	428,37	450,43	471,30	490,95
9	$a_{кр3}$	м/с	426,92	448,49	468,87	487,95	505,72
10	$\overline{r_{cp1}}$	-	0,962	0,967	0,973	0,976	0,979
11	$\overline{c_{u1}}$	-	0,000	0,310	0,312	0,315	0,320
12	α_1	°	90,0	51,1	49,4	46,5	44,7
13	λ_1	-	0,42	0,49	0,46	0,42	0,39
14	F_1	м ²	0,101	0,088	0,074	0,066	0,058
15	D_1	м	0,587	0,601	0,612	0,621	0,628
16	d_1	м	0,580	0,594	0,609	0,617	0,625
17	$x_{ступ}$	м	0,030	0,029	0,028	0,030	0,031
18	D_3	м	0,682	0,682	0,682	0,682	0,682
19	d_3	м	0,682	0,682	0,682	0,682	0,682
20	F_3	м ²	0,088	0,074	0,066	0,058	0,053
21	$\overline{d_3}$	-	0,872	0,893	0,905	0,917	0,925
22	$\overline{r_{cp3}}$	-	0,967	0,973	0,976	0,979	0,981
23	$\overline{c_{u3}}$	-	0,310	0,312	0,315	0,320	0,326

Продолжение таблицы 1.4

№	Наименование	Размерность	1	2	3	4	5
24	λ_3	-	0,494	0,460	0,420	0,396	0,374
25	α_3	°	51,1	49,4	46,5	44,7	42,4
26	$\overline{c_{u2}}$	-	0,34	0,66	0,66	0,66	0,66
27	β_1	°	22,6	30,3	28,9	26,7	25,7
28	β_2	°	32,3	50,0	47,9	45,6	43,7
29	α_2	°	48,7	29,7	27,9	26,2	25,0
30	w_2	м/с	314,51	209,23	201,21	194,62	190,45
31	c_2	м/с	223,30	323,56	319,54	314,84	311,11

1.5 Поступенчатый расчет турбины

Для данного проекта выбрана одноступенчатая турбина. Исходные параметры для поступенчатого расчета турбины приведены в табл. 1.5. Расчет проведен по методике [1, 9, 10].

Таблица 1.5 Исходные параметры поступенчатого расчета турбины

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Реактивность ступени	ρ	-	0,3
Радиальный зазор	δ_r	м	$1,00 \cdot 10^{-3}$
Относительная длина лопатки статора	$\left(\frac{l}{D}\right)_1$	-	0,107

Продолжение таблицы 1.5

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Удлинение лопатки статора	$\left(\frac{l}{b_a}\right)_{\text{CA}}$	-	1,70
Удлинение лопатки ротора	$\left(\frac{l}{b_a}\right)_{\text{PK}}$	-	2,10
Относительная ширина зазора между лопатками ротора и лопатками статора	$\left(\frac{\delta}{b_a}\right)_{\text{CA}}$	-	0,10
Угол раскрытия на втулке	$\gamma_{\text{в}}$	°	8,0
Угол раскрытия на периферии	$\gamma_{\text{п}}$	°	20,0
Удельная работа турбины	$H_{\text{т}}$	Дж/кг	$0,341 \cdot 10^6$
Коэффициент скорости статора	ϕ	-	0,94
Коэффициент скорости ротора	ψ	-	0,94
Направление скорости на выходе из СА	α_1	°	13,0
Частота вращения вала турбины	n	об/мин	12000,0

Расчет параметров параметров ТВД приведен ниже. Параметры остальных турбин приведены в табл. 1.6.

1. Определим теплоперепад на сопловом аппарате:

$$H_c = (1 - \rho) H_t = (1 - 0,3) \cdot 0,341 \cdot 10^6 = 0,238 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

2. Определим скорость адиабатного истечения из СА:

$$c_{1ад} = \sqrt{2H_c} = \sqrt{2 \cdot 0,238 \cdot 10^6} = 690,5 \text{ м/с}$$

3. Определим скорость действительного истечения из СА:

$$c_1 = \phi c_{1ад} = 0,94 \cdot 690,5 = 651,4 \text{ м/с}$$

4. Определим температуру на выходе из СА:

$$T_1 = T_\Gamma - \frac{c_1^2}{2c_{p\Gamma}} = 1450 - \frac{651,4^2}{2 \cdot 1210,3} = 1274,7 \text{ К}$$

5. Определим температуру конца адиабатного расширения:

$$T'_1 = T_\Gamma - \frac{H_c}{c_{p\Gamma}} = 1450,0 - \frac{0,238 \cdot 10^6}{1210,3} = 1255,0 \text{ К}$$

6. Определим давление на выходе из СА:

$$p_1 = p_\Gamma \left(\frac{T'_1}{T_\Gamma} \right)^{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}} = 1,807 \cdot \left(\frac{1255,0}{1450,0} \right)^{\frac{1,32}{1,32 - 1}} = 0,991 \text{ МПа}$$

7. Определим плотность газа на выходе из СА:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_\Gamma T_1} = \frac{0,991 \cdot 10^6}{291,0 \cdot 1274,7} = 2,67 \text{ кг/м}^3$$

8. Зададим угол на выходе из СА:

$$\alpha_1 = 13,0^\circ$$

9. Определим осевую скорость на выходе из СА:

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 651,4 \cdot \sin 13,0^\circ = 146,5 \text{ м/с}$$

10. Определим площадь на выходе из СА:

$$A_1 = \frac{G}{c_{1a}\rho_1} = \frac{53,1}{146,5 \cdot 2,67} = 0,13 \text{ м}^2$$

11. Определим средний диаметр турбины на выходе из СА:

$$D_1 = \sqrt{\frac{A_1}{\pi \left(\frac{l}{D}\right)_1}} = \sqrt{\frac{0,13}{\pi \cdot 0,107}} = 0,632 \text{ м}$$

12. Определим окружную скорость на среднем диаметре на входе в РК:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,653 \cdot 12000,0}{60} = 398,7 \text{ м/с}$$

13. Определим относительную скорость на входе в РК:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2c_1u_1 \cos \alpha_1} \\ &= \sqrt{651,4^2 + 398,7^2 - 2 \cdot 651,4 \cdot 398,7 \cdot \cos 13,0^\circ} = 277,9 \text{ м/с} \end{aligned}$$

14. Определим температуру торможения в относительном движении на входе в РК:

$$T_{w1} = T_1 + \frac{w_1^2}{2c_{p\Gamma}} = 1274,7 + \frac{277,9^2}{2 \cdot 1194,1} = 1306,9 \text{ К}$$

15. Определим давление торможения в относительном движении на входе в РК:

$$p_{w1} = p_1 \left(\frac{T_{w1}}{T_1} \right)^{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}} = 0,991 \cdot \left(\frac{1306,9}{1274,7} \right)^{\frac{1,32}{1,32 - 1}} = 1,099 \text{ МПа}$$

16. Определим теплоперепад на РК:

$$H_{\text{л}} = H_{\text{т}} \rho \frac{T_1}{T'_1} = 0,341 \cdot 10^6 \cdot 0,3 \cdot \frac{1274,7}{1255,0} = 0,100 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

17. Определим расстояние в осевом направлении между выходными кромками лопаток СА и выходными кромками лопаток РК:

$$x = \frac{\frac{\delta_a}{\left(\frac{l}{b_a}\right)_1} + \frac{1}{\left(\frac{l}{b_a}\right)_2}}{1 - \frac{\tan \gamma_{\text{п}} + \tan \gamma_{\text{в}}}{2\left(\frac{l}{b_a}\right)_2}} D_1 \left(\frac{l}{D}\right)_1 = \frac{\frac{0,10}{1,70} + \frac{1}{2,10}}{1 - \frac{\tan 20,0^\circ + \tan 8,0^\circ}{2 \cdot 2,10}} \cdot 0,632 \cdot 0,107 = 0,042 \text{ м}$$

18. Определим средний диаметра на выходе из РК:

$$D_2 = D_1 + \frac{\tan \gamma_{\text{п}} - \tan \gamma_{\text{в}}}{2} x = 0,632 + \frac{\tan 20,0^\circ - \tan 8,0^\circ}{2} \cdot 0,042 = 0,653 \text{ м}$$

19. Определим длину лопатки на выходе из РК:

$$\begin{aligned} l_2 &= D_1 \left(\frac{l}{D}\right)_1 + \frac{\tan \gamma_{\text{п}} + \tan \gamma_{\text{в}}}{2} x = \\ &= 0,632 \cdot 0,107 + \frac{\tan 20,0^\circ + \tan 8,0^\circ}{2} \cdot 0,042 = 0,078 \text{ м} \end{aligned}$$

20. Определим относительную длину лопаток на выходе из РК:

$$\left(\frac{l}{D}\right)_2 = \frac{l_2}{D_2} = \frac{0,078}{0,653} = 0,120$$

21. Определим окружную скорость на среднем диаметре на выходе из РК:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,653 \cdot 12000,0}{60} = 411,7 \text{ м/с}$$

22. Определим адиабатическую относительную скорость истечения газа из РК:

$$\begin{aligned} w_{2\text{ад}} &= \sqrt{w_1^2 + 2H_{\text{л}} + (u_2^2 - u_1^2)} = \\ &= \sqrt{277,9^2 + 2 \cdot 0,100 \cdot 10^6 + (411,7^2 - 398,7^2)} = 535,8 \text{ м/с} \end{aligned}$$

23. Определим относительную скорость истечения газа из РК:

$$w_2 = \psi w_{2\text{ад}} = 0,94 \cdot 535,8 = 505,5 \text{ м/с}$$

24. Определим статическую температуру на выходе из РК:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + \frac{(w_1^2 - w_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)}{2c_{p\Gamma}} = \\ &= 1274,7 + \frac{(277,9^2 - 505,5^2) + (398,7^2 - 411,7^2)}{2 \cdot 1194,1} = 1204,4 \text{ К} \end{aligned}$$

25. Определим статическую температуру при адиабатическом процессе в РК:

$$\begin{aligned} T'_2 &= T_1 + \frac{(w_1^2 - w_{2\text{ад}}^2) + (u_2^2 - u_1^2)}{2c_{p\Gamma}} = \\ &= 1274,7 + \frac{(277,9^2 - 535,8^2) + (398,7^2 - 411,7^2)}{2 \cdot 1194,1} = 1191,2 \text{ К} \end{aligned}$$

26. Определим давление на выходе из РК:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T'_2}{T_1} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} = 0,991 \left(\frac{1191,2}{1274,7} \right)^{\frac{1,32}{1,32-1}} = 0,751 \text{ МПа}$$

27. Определим угол в относительном движении на выходе из РК:

$$\beta_2 = \arcsin \frac{c_{2a}}{w_2} = \arcsin \frac{154,6}{505,5} = 17,8^\circ$$

28. Определим угол выхода из РК в абсолютном движении:

$$\alpha_2 = \arctan \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_{2a}} = \arctan \frac{505,5 \cdot \cos 17,8^\circ - 411,7}{154,6} = 65,8^\circ$$

29. Определим окружную составляющую скорости на выходе из РК:

$$c_{2u} = w_2 \cos \beta_2 - u_2 = 505,5 \cdot \cos 17,8^\circ - 411,7 = 69,6 \text{ м/с}$$

30. Определим скорость потока на выходе из РК:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} = \sqrt{69,6^2 + 154,6^2} = 169,6 \text{ м/с}$$

31. Определим степень понижения давления в турбине:

$$\pi_T = \frac{p_T}{p_2} = \frac{1,807}{0,751} = 2,41$$

32. Определим осевую составляющую скорости газа за турбиной:

$$c_{2a} = c_2 \sin \alpha_2 = 169,6 \cdot \sin 65,8^\circ = 154,6 \text{ м/с}$$

33. Определим плотность газа за турбиной:

$$\rho_2 = \frac{G}{\pi \cdot c_{2a} \cdot D_2 \cdot l_2} = \frac{53,1}{\pi \cdot 154,6 \cdot 0,653 \cdot 0,078} = 2,14 \text{ кг/м}^3$$

34. Определим работу на окружности колеса:

$$L_u = c_{1u}u_1 + c_{2u}u_2 = 146,5 \cdot 398,7 + 154,6 \cdot 411,7 = 0,282 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

35. Определим КПД на окружности колеса:

$$\eta_u = \frac{L_u}{H_t} = \frac{0,282 \cdot 10^6}{0,341 \cdot 10^6} = 0,83$$

36. Определим удельные потери на статоре:

$$h_c = \left(\frac{1}{\phi^2} - 1 \right) \frac{c_1^2}{2} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \frac{651,4^2}{2} = 24,46 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

37. Определим удельные потери на роторе:

$$h_p = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \frac{w_2^2}{2} = \left(\frac{1}{0,94^2} - 1 \right) \frac{505,5^2}{2} = 15,76 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

38. Определим удельные потери с выходной скоростью:

$$h_{\text{вых}} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{169,6^2}{2} = 14,38 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$$

39. Определим удельные потери в радиальном зазоре:

$$\begin{aligned} h_3 &= 1,37 \cdot (1 + 1,6\rho) \left[1 + \left(\frac{l}{D} \right)_1 \right] \frac{\delta_r}{l_2} L_u = \\ &= 1,37 \cdot (1 + 1,6 \cdot 0,3) [1 + 0,120] \frac{1,00 \cdot 10^{-3}}{0,078} \cdot 282 \cdot 10^3 = 0,64 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \end{aligned}$$

40. Определим удельные потери на вентиляцию:

$$\begin{aligned} h_{\text{вент}} &= 1,07 D_2^2 \left(\frac{u_2}{100} \right)^3 \rho_2 \cdot 1000 = \\ &= 1,07 \cdot 0,653^2 \left(\frac{411,7}{100} \right)^3 \cdot 2,14 \cdot 1000 = 1,29 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} \end{aligned}$$

41. Определим температуру торможения за РК:

$$\begin{aligned} T_2^* &= T_2 + \frac{h_3 + h_{\text{вент}} + h_{\text{вых}}}{c_{p\Gamma}} = \\ 1204,4 &+ \frac{0,64 \cdot 10^3 + 1,29 \cdot 10^3 + 14,38 \cdot 10^3}{1194,1} = 1218,1 \text{ К} \end{aligned}$$

42. Определим давление торможения за РК:

$$p_2^* = p_2 \left(\frac{T_2^*}{T_2} \right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}} = 0,751 \cdot \left(\frac{1218,1}{1204,4} \right)^{\frac{1,32}{1,32-1}} = 0,787 \text{ МПа}$$

43. Определим мощностной КПД турбины:

$$\eta_{\text{т мощн}} = \eta_u - \frac{h_3 + h_{\text{вент}}}{H_{\text{т}}} = 0,83 - \frac{0,64 \cdot 10^3 + 1,29 \cdot 10^3}{0,341 \cdot 10^6} = 0,82$$

44. Определим работу турбины:

$$L_{\text{т}} = H_{\text{т}} \eta_{\text{т}} = 0,341 \cdot 10^6 \cdot 0,82 = 0,280 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}$$

45. Определим теплоперепад по параметрам торможения:

$$\begin{aligned} H_{\text{т}}^* &= c_{p\text{т}} T_{\text{т}} \left[1 - \left(\frac{p_2^*}{p_{\text{т}}^*} \right)^{\frac{k_{\text{т}}-1}{k_{\text{т}}}} \right] = \\ &= 1206,6 \cdot 1450,0 \left[1 - \left(\frac{0,787}{1,807} \right)^{\frac{1,32-1}{1,32}} \right] = 0,318 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг} \end{aligned}$$

46. Определим КПД турбины по параметрам торможения:

$$\eta_{\text{т}}^* = \frac{L_{\text{т}}}{H_{\text{т}}^*} = \frac{0,280 \cdot 10^6}{0,318 \cdot 10^6} = 0,88$$

Таблица 1.6 Сводная таблица параметров турбин

№	Наименование	Размерность	1 ТВД	1 ТНД	1 ТС	2 ТС
1	H_c	$10^6 \cdot \text{Дж/кг}$	0,238	0,166	0,079	0,124
2	$c_{1ад}$	м/с	690,5	576,1	397,2	497,4
3	c_1	м/с	651,4	549,3	380,2	476,2
4	T_1	К	1274,7	1090,5	986,6	831,8
5	T'_1	К	1255,0	1078,8	981,3	823,7
6	p_1	МПа	0,991	0,471	0,294	0,142
7	ρ_1	кг/м ³	2,67	1,48	1,02	0,59
8	α_1	°	13,0	15,5	14,1	17,3
9	c_{1a}	м/с	146,5	146,8	92,6	141,6
10	A_1	м ²	0,13	0,24	0,57	0,65
11	D_1	м	0,632	0,725	0,892	0,915
12	u_1	м/с	398,7	362,0	364,6	374,0
13	w_1	м/с	277,9	222,6	92,7	163,0
14	T_{w1}	К	1306,9	1111,6	990,4	843,7
15	p_{w1}	МПа	1,099	0,509	0,299	0,150
16	H_{π}	$10^6 \cdot \text{Дж/кг}$	0,100	0,070	0,075	0,081

Продолжение таблицы 1.6

№	Наименование	Размерность	1 ТВД	1 ТНД	1 ТС	2 ТС
17	x	м	0,042	0,060	0,060	0,066
18	D_2	м	0,653	0,755	0,902	0,926
19	l_2	м	0,078	0,123	0,214	0,238
20	$\left(\frac{l}{D}\right)_2$	—	0,120	0,164	0,238	0,258
21	u_2	м/с	411,7	376,9	368,9	378,7
22	$w_{2ад}$	м/с	535,8	447,3	403,4	439,0
23	w_2	м/с	505,5	426,5	386,2	420,3
24	T_2	К	1204,4	1038,4	926,5	765,6
25	T'_2	К	1191,2	1030,6	920,5	758,4
26	p_2	МПа	0,751	0,376	0,224	0,100
27	β_2	°	17,8	20,3	16,1	24,5
28	α_2	°	65,8	81,1	88,9	88,7
29	c_2	м/с	69,6	23,1	2,1	3,9
30	π_T	—	2,41	2,05	1,71	2,30
31	c_{2a}	м/с	411,75	376,88	368,87	378,71
32	ρ_2	кг/м ³	2,14	1,24	0,83	0,45

Продолжение таблицы 1.6

№	Наименование	Размерность	1 ТВД	1 ТНД	1 ТС	2 ТС
33	L_u	$10^6 \cdot \text{Дж/кг}$	0,282	0,200	0,135	0,172
34	η_u	—	0,83	0,85	0,87	0,83
35	h_c	$10^3 \cdot \text{Дж/кг}$	24,46	14,24	6,14	9,41
36	h_p	$10^3 \cdot \text{Дж/кг}$	15,76	9,08	6,79	8,04
37	$h_{\text{вых}}$	$10^3 \cdot \text{Дж/кг}$	14,38	11,23	5,77	15,15
38	h_3	$10^3 \cdot \text{Дж/кг}$	0,64	0,47	0,41	0,48
39	$h_{\text{вент}}$	$10^3 \cdot \text{Дж/кг}$	1,29	0,76	0,67	0,41
40	T_2^*	К	1218,1	1049,2	932,5	780,2
41	p_2^*	МПа	0,787	0,391	0,230	0,108
42	$\eta_{\text{т мощн}}$	—	0,82	0,84	0,87	0,83
43	$L_{\text{т}}$	$10^6 \cdot \text{Дж/кг}$	0,280	0,199	0,134	0,171
44	$H_{\text{т}}^*$	$10^6 \cdot \text{Дж/кг}$	0,318	0,221	0,147	0,187
45	$\eta_{\text{т}}^*$	—	0,88	0,90	0,91	0,91

1.6 Профилирование ступени ТВД

Исходными данными для данного этапа проектирования турбины являются результаты расчета по средней линии тока.

Ступень была спрофилирована по закону $\alpha_1 = const$.

Определим треугольники скоростей на произвольном радиусе лопатки.

1. В этом случае значения абсолютной скорости на входе на рабочие лопатки на произвольном радиусе определялись по следующим формулам (в приведенных ниже формулах значения со штрихом относятся к среднему радиусу):

$$c_{1u} = c'_{1u} \left(\frac{r'}{r} \right)^{\cos^2 \alpha} ; \quad c_{1a} = c'_{1a} \left(\frac{r'}{r} \right)^{\cos^2 \alpha} ; \quad c_1 = c'_1 \left(\frac{r'}{r} \right)^{\cos^2 \alpha}$$

2. Окружная скорость рабочей лопатки на произвольном радиусе была определена по закону вращения твердого тела:

$$u = u' \frac{r}{r'}$$

3. Относительная скорость на произвольном радиусе на входе в рабочие лопатки была определена по следующим формулам:

$$w_{1u} = c_{1u} - u; \quad w_{1a} = c_{1a}; \quad w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2}$$

4. Абсолютная скорость на выходе из рабочих лопаток была определена по условию постоянства работы, отводимой от газа на различных радиусах лопатки.

По формуле Эйлера для правила отсчета углов, принятого в теории турбин удельная работа на окружности колеса L_u определяется следующей формулой:

$$L_u = c_{1u} + c_{2u}$$

Таким образом, зная работу на окружности колеса на среднем радиусе лопатки L'_u , мы можем определить значение окружной скорости на выходе из рабочих лопаток:

$$c_{2u} = \frac{L'_u}{u} - c_{1u} = \frac{L'_u}{u'} \frac{r'}{r} - c'_{1u} \left(\frac{r'}{r} \right)^{\cos^2 \alpha_1}$$

5. Используя значения окружной и осевой скорости на среднем радиусе лопатки, определим значение осевой скорости на выходе из рабочих лопаток, проинтегрировав уравнение радиального равновесия:

$$c_{2a}^2 = c_{2a}'^2 + c_{2u}'^2 - c_{2u}^2 - 2 \int_{r'}^r \frac{c_{2u}^2}{r} dr$$

6. Значения проекций относительной скорости на выходе из лопаток находим так же, как и значения на входе в рабочие лопатки.

Распределение углов на входе в рабочие лопатки турбины и на выходе из них представлено на рис. 1.2 и 1.3, соответственно:

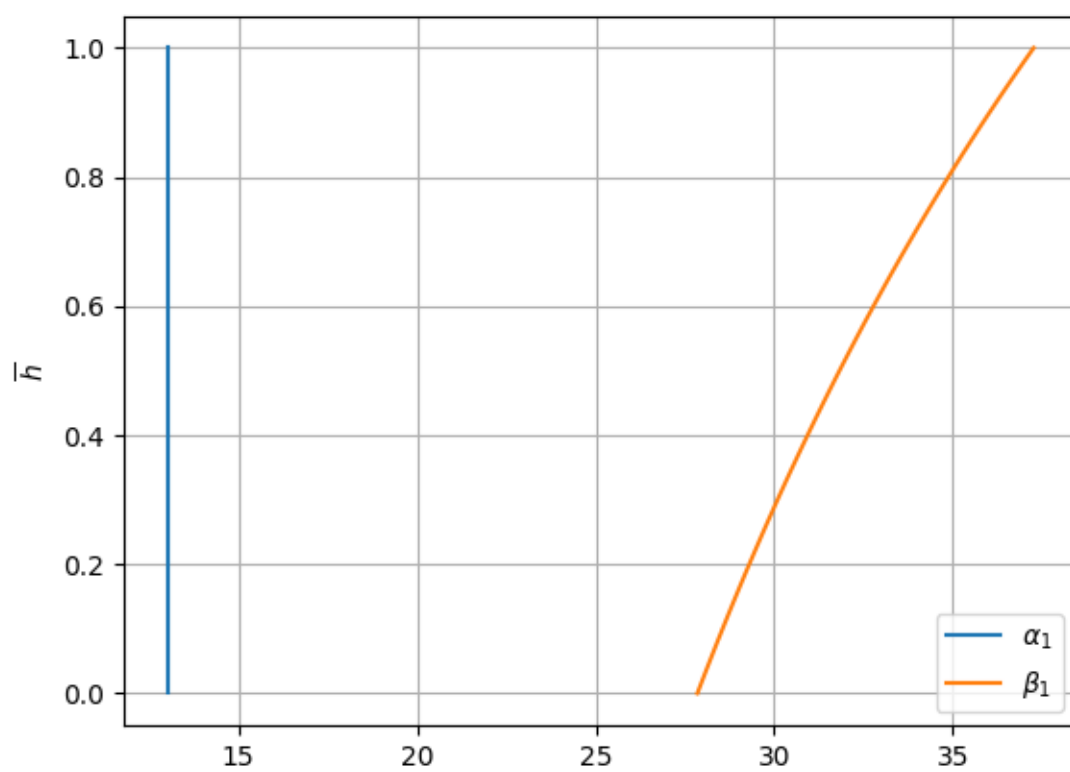


Рис. 1.2: Углы на входе в лопатки турбины

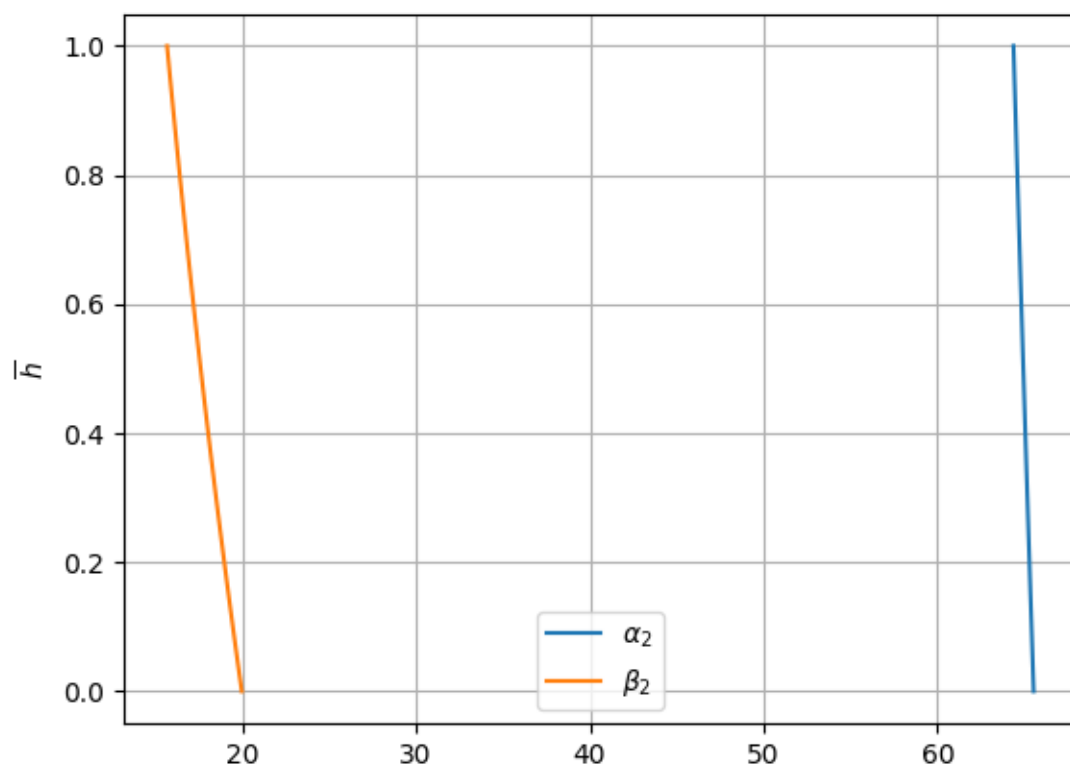


Рис. 1.3: Углы на выходе из лопаток турбины

2 Научно-исследовательская часть

2.1 Сравнительный анализ схем приводов газоперекачивающих агрегатов

2.1.1 Обзор существующих схем

Одной из особенностей эксплуатации газотурбинных установок (ГТУ) в качестве привода ГПА является практически постоянная работа установки на режимах частичной мощности [1]. В связи с этим на этапе вариантного проектирования привода ГПА необходимо проводить сравнительную оценку рассматриваемых вариантов в широком диапазоне рабочих мощностей.

В данной работе проводится анализ эффективности работы газотурбинных двигателей различных схем в диапазоне мощностей 30-100% номинальной мощности и дается оценка эффективности использования ГТУ таких схем в качестве приводов ГПА.

Газотурбинные установки ГПА могут быть разделены на изначально стационарные и конвертированные из авиационных и судовых двигателей.

Все стационарные установки, за исключением ГТ-700-4 и ГТК-25, двухвальные (ГТ-700-4 – одновальная, ГТК-25 - трехвальная). Камеры сгорания стационарных ГТУ индивидуальные, находятся вне корпусов турбин и представляют собой либо одну камеру цилиндрической формы, установленную вертикально или горизонтально, либо несколько секционных камер малого объема, равномерно расположенных по периметру ТВД (ГТН-16 и ГТН-25) [2].

Газотурбинные установки на базе авиационных двигателей являются продуктом конвертирования авиационных турбин. Перед установкой авиацион-

ных двигателей на ГПА они переводятся с жидкого топлива на газовое.

Для транспорта используются главным образом двигатели авиалайнеров Ту 114 и Ту 154, НК-12МВ и НК-8-2У с маркировкой после конвертации НК-12СТ и НК-16СТ – мощностью соответственно 6,3 МВт и 16 МВт. Первый из приведенных двигателей входит в состав газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-6,3, а второй – агрегата ГПА-Ц-16 [2].

Отличительными особенностями ГТУ с авиационными двигателями является наличие у них встроенных в корпуса турбин камер сгорания кольцевой формы и большее количество валов по сравнению со стационарными ГТУ (два у ГПА-Ц-6,3 и три у ГПА-Ц-16) [2].

В большинстве такие ГТУ имеют два компрессора и три последовательно расположенные газовые турбины: турбина высокого давления (ТВД), турбина среднего давления (ТСД) и турбина низкого давления (ТНД) – силовая турбина, находящаяся на одном валу с нагнетателем газа. Компрессор первой ступени сжатия приводится во вращение от турбины среднего давления, компрессор второй ступени сжатия – от турбины высокого давления. Конструктивно вал компрессора первой ступени сжатия и турбины среднего давления располагается внутри вала, соединяющего компрессор второй ступени сжатия и турбину высокого давления. Компрессоры первой и второй ступени сжатия работают на различных частотах вращения. Газотурбинные установки подобных схем позволяют получить высокие соотношения давлений сжатия в цикле – на уровне 16-20, что в сочетании с относительно высокими температурами газов перед ТВД в авиационных ГТУ () позволяет получать КПД установки на уровне 34-35% и даже выше [2].

Желание получить в газотурбинных установках большую удельную мощность и высокий КПД, привело к разработке и созданию установок с несколькими ступенями сжатия воздуха в осевых компрессорах и его промежуточным

охлаждением в процессе сжатия между компрессорами, несколькими ступенями подогрева рабочего тела между газовыми турбинами в процессе его расширения и с регенерацией теплоты отходящих газов. Комплексное использование теплотехнических мероприятий: промежуточное охлаждение воздуха в процессе его сжатия, регенеративный подогрев воздуха после компрессоров и промежуточный подвод тепла в процессе расширения, дают наибольший эффект как на пути повышения КПД установки (который может достигать величины порядка 40-45% [1]), так и удельной мощности ГТУ.

Однако, трудность освоения и использования сложных схем ГТУ, низкие показатели теплообменных аппаратов, отсутствие мобильности при эксплуатации установок приводят к тому, такие установки целесообразны к использованию только в системах большой энергетики [2].

В данной работе проводится анализ установок следующих схем:

- Двухвальная установка со свободной турбиной.
- Двухвальная установка со свободной турбиной и регенератором.
- Трехвальная установка со свободной турбиной.

2.1.2 Расчетная модель

В данной работе моделирование ГТУ производится на уровне модели первого уровня, то есть установка разбивается на узлы, взаимодействие между которыми описывается с помощью уравнений, отображающих балансы расходов, энергий и импульсов.

В составе ГТУ можно выделить следующие узлы:

- Компрессор;
- Турбина;

- Камера сгорания;
- Регенератор;
- Узел потери давления (таким узлом моделируются фильтры, трубопроводы и пр.);
- Трансмиссии (с их помощью в модель вводятся механические потери передачи мощности от турбины к компрессору);
- Узлы нагрузки, моделирующие внешних потребителей мощности.

Узлы компрессоров, турбин, камер сгорания и регенераторов реализованы в двух вариантах: в варианте, позволяющем проводить завязку двигателя на номинальном режиме работы и варианте, позволяющем рассчитывать параметры двигателя на режимах частичной мощности. Такое разделение сделано для оптимизации времени численного счета, так как схема, составленная только из узлов, предназначенных для расчета двигателя на номинальном режиме, не требует численного решения систем нелинейных уравнений и, следовательно, имеет гораздо меньшую вычислительную сложность.

Расчетные узлы компрессоров, турбин и камер сгорания на номинальном режиме работы были реализованы по методике [3].

Регенератор на номинальном режиме работы задавался своим коэффициентом регенерации σ , определяемым по следующей формуле:

$$\sigma = \frac{T_{Г\text{ ВХ}} - T_{Г\text{ ВЫХ}}}{T_{Г\text{ ВХ}} - T_{Х\text{ ВХ}}}$$

где $T_{Г\text{ ВХ}}$, К – температура газа на входе в горячий канал теплообменного аппарата, $T_{Г\text{ ВЫХ}}$, К – температура газа на выходе из горячего канала теплообменного аппарата, $T_{Х\text{ ВХ}}$, К – температура на входе в холодный канал тепло-

обменного аппарата, $T_{x \text{ вых}}$, К – температура на выходе из холодного канала теплообменного аппарата.

Узел потери давления задавался коэффициентом сохранения полного давления σ , связывающий входное $p_{\text{вх}}$, Па и выходное $p_{\text{вых}}$, Па давления на границах узла следующим соотношением:

$$p_{\text{вых}} = \sigma \cdot p_{\text{вх}}.$$

Узлы трансмиссии задавались своими механическими КПД η_m , связывающими механическую мощность на выходе из узла $N_{\text{вых}}$, Вт и на входе в него $N_{\text{вх}}$, Вт следующим соотношением:

$$N_{\text{вых}} = N_{\text{вх}} \cdot \eta_m.$$

На режиме частичной мощности узлы компрессоров, турбин и камер сгорания рассчитывались, согласно методике [4]. В качестве характеристик компрессоров использовались обобщенные характеристики из [5]. В качестве характеристик турбин использовались обобщенные соотношения из [6].

Регенератор на режиме частичной мощности рассчитывался по методике [7].

Полезная нагрузка на режиме частичной мощности задавалась своей характеристикой в форме:

$$N_e = N_{e0} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^3$$

где N_e , МВт – мощность нагрузки, N_{e0} , МВт – мощность нагрузки на номинальной частоте вращения, n об/мин – частота вращения вала нагрузки, n_0 об/мин – номинальная частота вращения вала нагрузки. Такая характеристика нагрузки является характерной для центробежных нагнетателей природного газа [8].

2.1.3 Условия сравнения установок

Сравнение установок проводилось в следующих условиях:

- Номинальная мощность установок – 16 МВт.
- Температура газа в основной камере сгорания – 1450 К.
- Для трехвальных установок степени повышения давления в обоих компрессорах равны.

Параметры, общие для всех установок, представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 Параметры, общие для всех установок

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Температура атмосферного воздуха	$T_{\text{в}}$	К	288
Давление атмосферного воздуха	$p_{\text{в}}$	Па 10^5	
Температура газа на номинальном режиме	$T_{\text{г}}$	К	1450
Температура топлива	$T_{\text{т}}$	К	300
Калориметрическая температура	T_0 К	300	
Коэффициент сохранения полного давления во входном устройстве	$\sigma_{\text{вх}}$	-	0,98
Коэффициент сохранения полного давления во выходном устройстве	$\sigma_{\text{вых}}$	-	0,93

Продолжение таблицы 2.1

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Коэффициент сохранения полного давления в основной камере сгорания	σ_{Γ}	-	0,98
Полнота сгорания топлива в основной камере сгорания	η_{Γ}	-	0,99
Механические КПД валов	$\eta_{\text{м}}$	-	0,99
Мощность нагрузки на номинальном режиме	N_e	МВт	16
Частота вращения вала нагрузки на номинальном режиме	n_0	об/мин	3000

На номинальном режиме проводилось исследование зависимости удельной работы L_e , Дж/кг, КПД установки η_e и расхода воздуха через входное сечение первого компрессора $G_{\text{в}}$, кг/с от степени повышения давления в компрессорах.

Для удобства сравнения на графиках все значения отнесены к максимальным значениям соответствующих параметров, достигающихся на рассматриваемом диапазоне. Относительные параметры определяются следующим образом:

$$\overline{L_e} = L_e / L_{e \text{ max}},$$

$$\overline{\eta_e} = \eta_e / \eta_{e \text{ max}},$$

$$\overline{G_{\text{в}}} = G_{\text{в}} / G_{\text{в max}}.$$

На режимах частичной мощности исследовались зависимости КПД и расхода воздуха через входное сечение первого компрессора от мощности уста-

новки. На графиках этого вида для удобства также представлены зависимости параметров $\overline{\eta_e}$ и $\overline{G_b}$ от параметра $\overline{N_e} = n_e/N_{e \text{ ном}}$, где $N_{e \text{ ном}}$ - номинальная мощность установки (для всех установок $N_{e \text{ ном}} = 16\text{МВт}$).

2.1.4 Результаты расчетов

Ниже представлены результаты расчетов различных схем установок для условий сравнения, описанных выше.

Двухвальная безрегенеративная схема представлена на рис. 2.1.

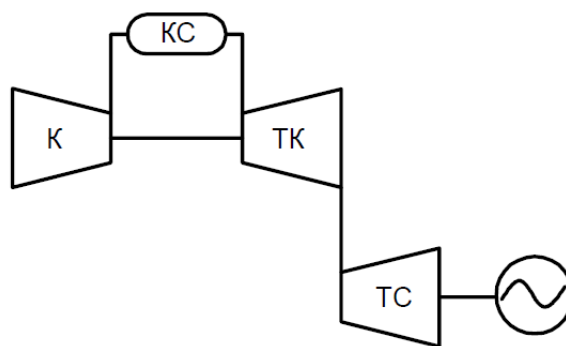


Рис. 2.1: Схема двухвальной безрегенеративной установки (К – компрессора, КС – камера сгорания, ТК – турбина компрессора, ТС – силовая турбина)

Параметры, характерные для двухвальной безрегенеративной установки, представлены в табл. 2.2.

Таблица 2.2 Параметры двухвальной безрегенеративной схемы

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Адиабатический КПД компрессора	$\eta_{\text{к}}^*$	-	0,82
КПД тубины компрессора	$\eta_{\text{тк}}^*$	-	0,90
КПД силовой турбины	$\eta_{\text{тс}}^*$	-	0,92

Продолжение таблицы 2.2

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Номинальная частота вращения вала высокого давления	n_0 в.д об/мин	$12 \cdot 10^3$	

Параметры цикла двухвальной безрегенеративной установки на номинальном режиме представлены на рис. 2.8.

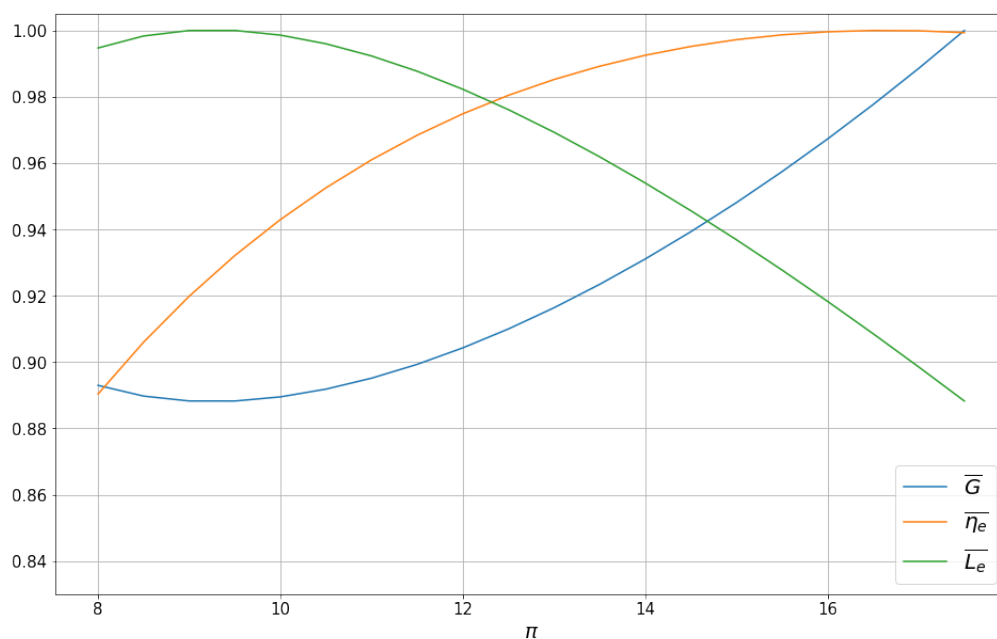


Рис. 2.2: Параметры цикла двухвальной безрегенеративной установки на номинальном режиме

В точке, соответствующей максимальному КПД установка имеет параметры, указанные в табл. 2.3.

Таблица 2.3 Параметры двухвальной безрегенеративной установки в точке, соответствующей максимальному КПД

π_K	L_e , МДж/кг	η_e	G_B , кг/с
16,5	0,270	0,325	59,2

В точке, соответствующей максимальной удельной работе установка имеет параметры, указанные в табл. 2.4.

Таблица 2.4 Параметры двухвальной безрегенеративной установки в точке, соответствующей максимальной удельной работе

π_k	L_e , МДж/кг	η_e	G_v , кг/с
9,5	0,297	0,303	53,8

В качестве расчетной выбирается точка, соответствующая максимальному КПД.

Параметры двухвальной безрегенеративной схемы представлены на рис. 2.3.

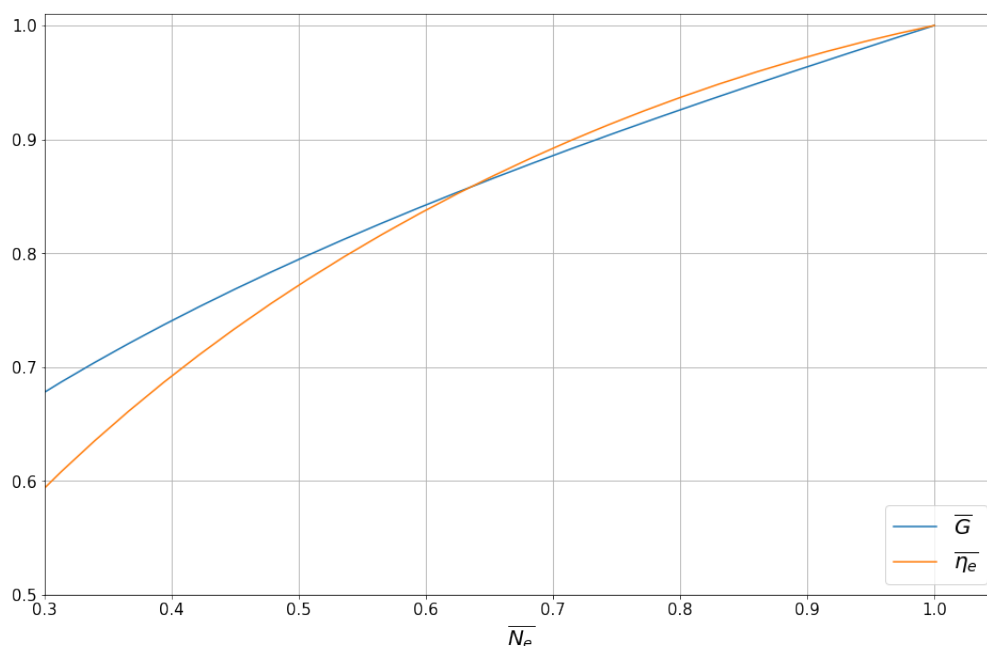


Рис. 2.3: Параметры цикла двухвальной безрегенеративной установки на режимах частичной мощности

Двухвальная регенеративная схема представлена на рис. 2.4.

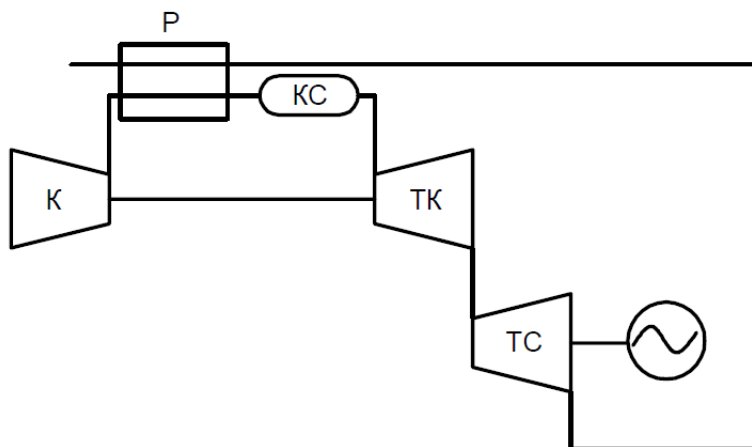


Рис. 2.4: Схема двухвальной регенеративной установки (К – компрессора, КС – камера сгорания, ТК – турбина компрессора, ТС – силовая турбина, Р – регенератор)

Параметры регенеративной двухвальной установки идентичны параметрам установки без регенератора (табл. 2.8). Коэффициент регенерации на номинальном режиме $\sigma_p = 0,8$.

Параметры цикла двухвальной безрегенеративной установки на номинальном режиме представлены на рис. ??.

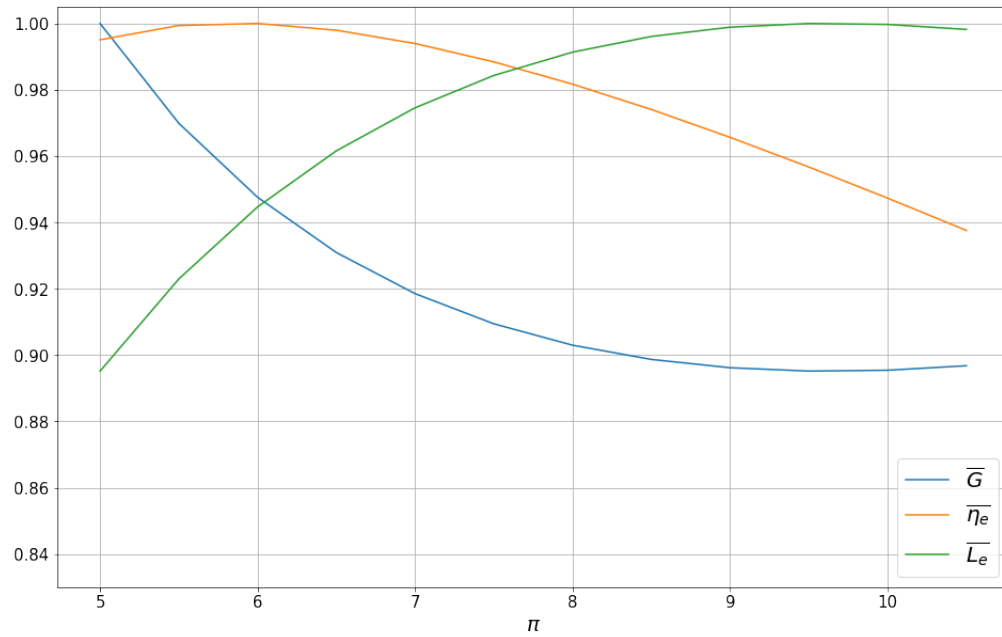


Рис. 2.5: Параметры цикла двухвальной регенеративной установки на номинальном режиме

В точке, соответствующей максимальному КПД установка имеет параметры, указанные в табл. 2.5.

Таблица 2.5 Параметры двухвальной регенеративной установки в точке, соответствующей максимальному КПД

π_K	L_e , МДж/кг	η_e	G_B , кг/с
6,0	0,281	0,419	57,0

В точке, соответствующей максимальной удельной работе установка имеет параметры, указанные в табл. 2.4.

Таблица 2.6 Параметры двухвальной регенеративной установки в точке, соответствующей максимальной удельной работе

π_K	L_e , МДж/кг	η_e	G_B , кг/с
9,5	0,297	0,401	53,8

В качестве расчетной выбирается точка, соответствующая максимальному КПД.

Параметры двухвальной регенеративной схемы представлены на рис. 2.6.

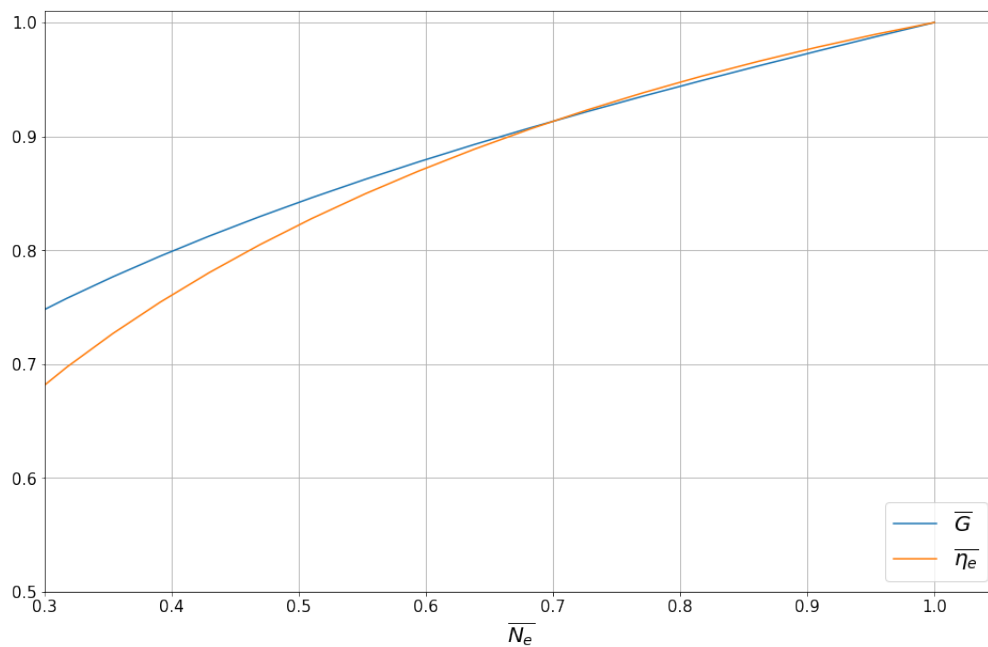


Рис. 2.6: Параметры цикла двухвальной регенеративной установки на режимах частичной мощности

Трехвальная схема представлена на рис. 2.7.

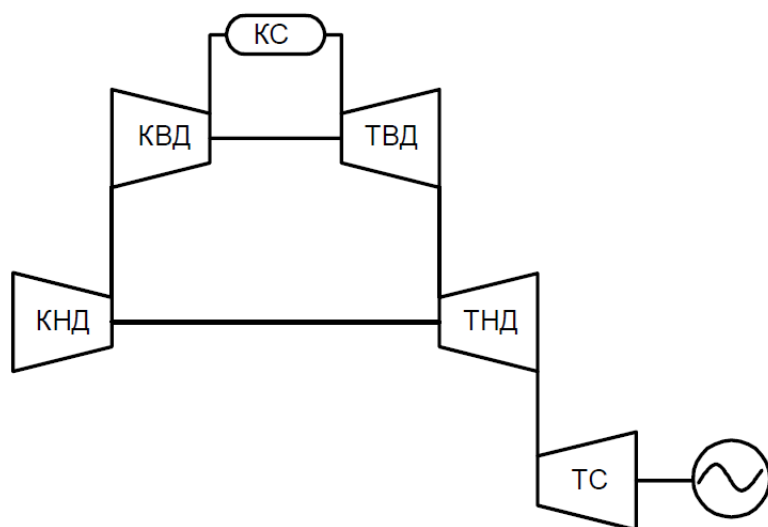


Рис. 2.7: Схема трехвальной установки (КНД – компрессор низкого давления, КВД – компрессор высокого давления, КС – камера сгорания, ТВД – турбина высокого давления, ТНД – турбина низкого давления, ТС – силовая турбина)

Параметры, характерные для трехвальной установки, представлены в табл. 2.7.

Таблица 2.7 Параметры трехвальной схемы

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Адиабатический КПД компрессора низкого давления	$\eta_{\text{КНД}}^*$	-	0,84
Адиабатический КПД компрессора высокого давления	$\eta_{\text{КВД}}^*$	-	0,86
КПД турбины низкого давления	$\eta_{\text{ТНД}}^*$	-	0,90
КПД турбины высокого давления	$\eta_{\text{ТВД}}^*$	-	0,88
КПД силовой турбины	$\eta_{\text{ТС}}^*$	-	0,92

Продолжение таблицы 2.7

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Номинальная частота вращения вала высокого давления	$n_{0ВД}$	об/мин	12000
Номинальная частота вращения вала низкого давления	$n_{0НД}$	об/мин	9500

Параметры цикла трехвальной установки на номинальном режиме представлены на рис. ??.

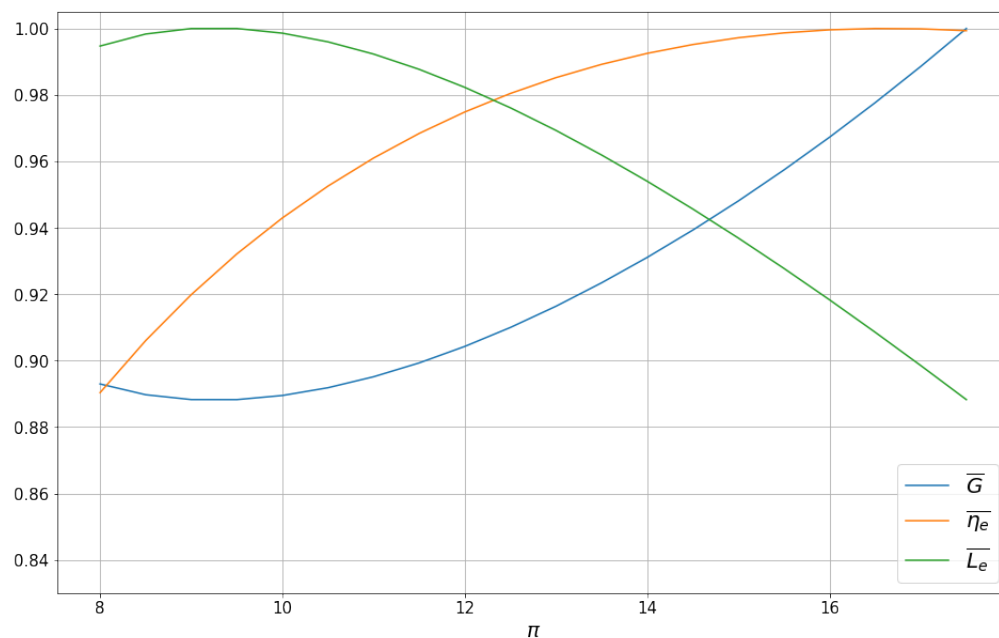


Рис. 2.8: Параметры цикла двухвальной безрегенеративной установки на номинальном режиме

В точке, соответствующей максимальному КПД установка имеет параметры, указанные в табл. 2.8.

Таблица 2.8 Параметры трехвальной установки в точке, соответствующей максимальному КПД

π_k	L_e , МДЖ/кг	η_e	G_b , кг/с
22,0	0,279	0,392	57,4

В точке, соответствующей максимальной удельной работе установка имеет параметры, указанные в табл. 2.9.

Таблица 2.9 Параметры трехвальной установки в точке, соответствующей максимальной удельной работе

π_k	L_e , МДЖ/кг	η_e	G_b , кг/с
11,0	0,315	0,321	50,8

В качестве расчетной выбирается точка, соответствующая максимальному КПД.

Параметры двухвальной безрегенеративной схемы представлены на рис. 2.9.

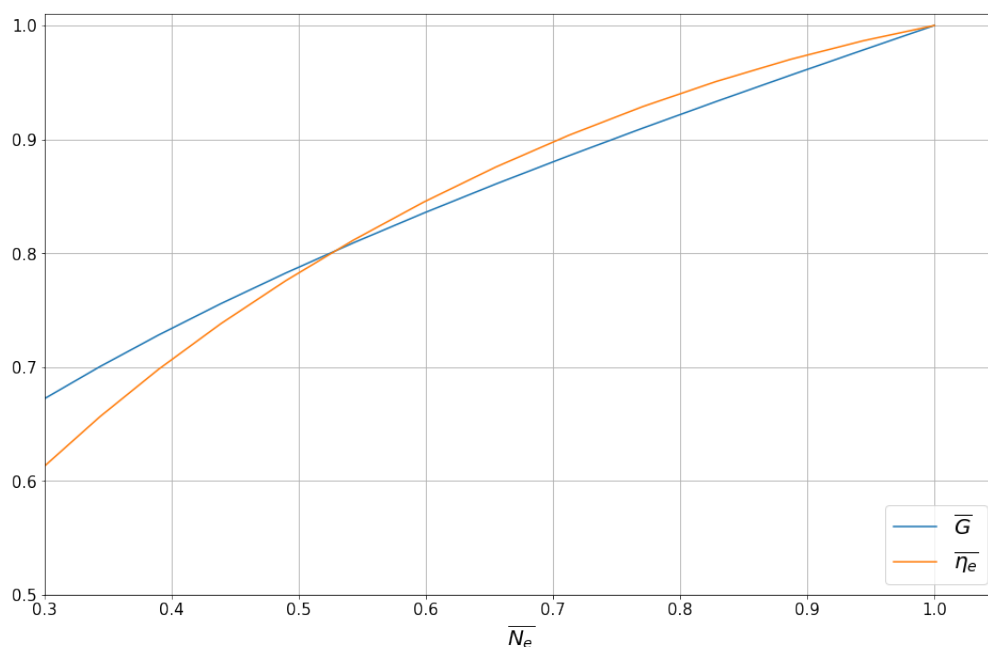


Рис. 2.9: Параметры цикла трехвальной установки на режимах частичной мощности

2.1.5 Анализ полученных данных

Сравним КПД установок на режимах частичной мощности. Для этого построим зависимости на одном графике зависимости КПД от мощности установки (рис. 2.10). Для удобства отнесем все значения к максимальному КПД из всех установок (номинальному КПД двухвальной регенеративной схемы).

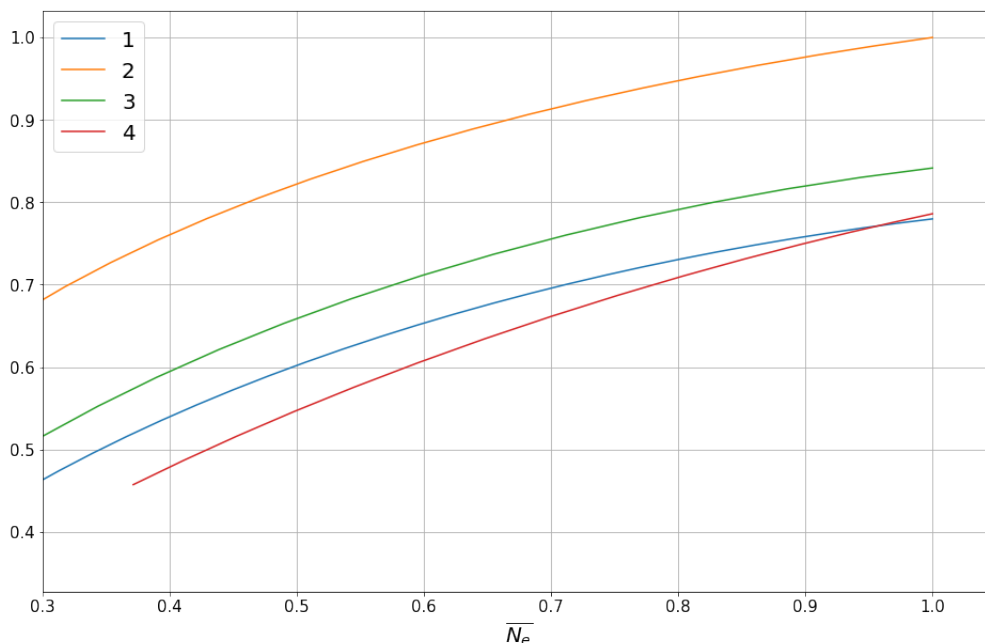


Рис. 2.10: Сравнение абсолютных КПД установок (1 – двухвальная безрегенеративная схема, 2 – двухвальная регенеративная схема, 3 – трехвальная схема)

Из полученного графика видно, что на всех режимах наиболее эффективным с точки зрения использования топлива является регенеративная схема. Также достоинством данной схемы является снижение удельной работы при снижении мощности установки. Благодаря этому расход в регенеративной схеме по мере уменьшения мощности падает медленнее, чем в безрегенеративной. Однако применение данной схемы приводит к существенному утяжелению установки и увеличению ее инертности, что крайне нежелательно в случае

привода ГПА.

Переход от двухвальной к трехвальной схеме приводит к увеличению КПД установки, за счет увеличения КПД компрессоров и турбин, которые работают при меньшей нагрузке, чем в случае двухвальной схемы. Однако область более высокого КПД сдвигается вправо по суммарной степени повышения давления в установке. В связи с этим предполагаемый рост КПД может быть нивелирован увеличением потерь в радиальном зазоре лопаток КВД и ТВД.

Тем не менее, разработка приводов ГПА мощностью 16 МВт по данной схеме вполне оправдана, так как в этом случае размеры лопаток ТВД и КВД оказываются не меньше нескольких десятков миллиметров.

2.1.6 Заключение

В данной исследовании был проведен сравнительный анализ трех схем привода ГПА на 16 МВт: двухвальная безрегенеративная схема, двухвальная регенеративная схема, трехвальная схема. Были рассмотрены термодинамические параметры этих схем как на номинальном режиме, так и на режимах частичной мощности.

Использование регенеративной двухвальной схемы позволило сильно увеличить КПД установки по отношению к безрегенеративному варианту (с 0.325 до 0.419) при уменьшении степени сжатия (с 16.5 до 9.5), что положительно сказывается на КПД лопаточных машин высокого давления. Однако применение регенеративной схемы связано с серьезным увеличением капитальных затрат на производство установки. В связи с этим использование данной схемы в качестве привода ГПА кажется нецелесообразным.

Было показано, что переход к трехвальной схеме позволяет повысить КПД установки (с 0.325 до 0.351) при слабом снижении расхода воздуха (с 59.2 до 57.4 кг/с).

2.2 Расчет расхода охлаждающего воздуха

Исходные данные для расчета количества охлаждаемого воздуха представлены в табл. 2.10. Расчет проведен по методике [11].

Таблица 2.10 Исходные данные расхода охлаждающего воздуха

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Температура газа	T_{Γ}	К	1450, 0
Начальная температура охлаждающего воздуха	θ_0	К	500, 0
Длина лопатки	l	м	$58, 1 \cdot 10^{-3}$
Осевая проекция хорды	b_a	м	$40, 0 \cdot 10^{-3}$
Поверхность лопатки, соприкасающаяся с газом	f	м ²	$5, 4 \cdot 10^{-3}$
Периметр профиля	u	м	$93, 2 \cdot 10^{-3}$
Толщина стенки	Δ	м	$1, 0 \cdot 10^{-3}$
Средняя температура наружной поверхности лопатки	$T_{\text{ст}}$	К	1000, 0
Плотность газа	ρ_{Γ}	кг/м ³	4, 28
Осевая скорость	c_a	м/с	110, 8

В качестве материала лопатки принимается сплав ЖС30, выдерживающий при данном уровне температур 250 МПа в течение 10000 ч [0]. Данный уровень напряжений заведомо существенно выше напряжений, действующих в короткой двухопорной лопатке, нагруженной только газодинамическими силами.

1. Определим число Re для газа ($\mu_{\Gamma} = 52,12 \cdot 10^{-6} \text{Па} \cdot \text{с}$):

$$Re_{\Gamma} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot c_a \cdot b_a}{\mu_{\Gamma}} = \frac{4,28 \cdot 110,8 \cdot 40,0 \cdot 10^{-3}}{52,12 \cdot 10^{-6}} = 364 \cdot 10^3$$

2. Определим число Nu для газа:

$$Nu = A \cdot Re_{\Gamma}^{0.68} = 0,079 \cdot (364 \cdot 10^3)^{0.68} = 478$$

3. Определим средний коэффициент теплоотдачи от газа к лопатке:

$$\alpha_{\Gamma} = Nu \frac{\lambda_{\Gamma}}{b_a} = 478 \cdot \frac{92,9 \cdot 10^{-3}}{40,0 \cdot 10^{-3}} = 1110,5 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

4. Определим тепловой поток в сопловую лопатку:

$$\begin{aligned} Q_{\text{л}} &= \alpha_{\Gamma} u l (T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}) = \\ &= 1110,5 \cdot 93,2 \cdot 10^{-3} \cdot 58,1 \cdot 10^{-3} \cdot (1450,0 - 1000) = 2,7 \cdot 10^3 \text{ Вт} \end{aligned}$$

5. Определим падение температуры в тонке лопатки:

$$\Delta T_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{л}} \cdot \Delta}{f \cdot \lambda_{\text{м}}} = \frac{2,7 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3}}{5,4 \cdot 10^{-3} \cdot 20,0} = 25,0 \text{ К}$$

$$(\lambda_{\text{м}} = 20,0 \text{ Вт/}(\text{м} \cdot \text{К}) \text{ для ЖС30 при } T_{\text{ср}} = T_{\text{ст}} - \frac{\Delta T_{\text{ст}}}{2} = 1000,0 - \frac{25,0}{2} = 987,5 \text{ К})$$

6. Определим температуру внутренней поверхности стенки лопатки:

$$T_{\text{вн}} = T_{\text{ст}} - \Delta T_{\text{ст}} = 1000,0 - 25,0 = 975,0 \text{ К}$$

7. Задаваясь рядом значений расходов охлаждающего воздуха, определим зависимость зазора в лопатке δ от расхода охлаждающего воздуха:

$$\delta = \varepsilon G_{\text{в}}^{0.8} \left(D - \frac{f}{7200 \cdot G_{\text{в}} \cdot c_p} \right),$$

где

$$D = \frac{1}{\alpha_{\Gamma}} \cdot \frac{T_{\Gamma} - \theta_0}{T_{\Gamma} - T_{\text{ст}}} - \frac{1}{\alpha_{\Gamma}} - \frac{\Delta}{\lambda_{\text{м}}};$$

$$\epsilon = 0.01 \cdot \lambda \left(\frac{1}{l\mu} \right)^{0.8}$$

Результаты расчета расхода охлаждающего воздуха приведены в таблице 2.11.

Таблица 2.11 Результаты расчета расхода охлаждающего воздуха

№	$G_{\text{в}}, \text{ кг/с}$	D	ϵ	δ
1	0, 01	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$0,3 \cdot 10^{-3}$
2	0, 02	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$0,6 \cdot 10^{-3}$
3	0, 03	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$0,9 \cdot 10^{-3}$
4	0, 04	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$1,2 \cdot 10^{-3}$
5	0, 05	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$1,5 \cdot 10^{-3}$
6	0, 06	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$1,7 \cdot 10^{-3}$
7	0, 07	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$1,9 \cdot 10^{-3}$
8	0, 08	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$2,2 \cdot 10^{-3}$
9	0, 09	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$2,4 \cdot 10^{-3}$
10	0, 10	$0,951 \cdot 10^{-3}$	17, 90	$2,6 \cdot 10^{-3}$

2.3 Расчет профиля температур

Для расчета профиля температур лопатки принимаем расход воздуха $G_{\text{в}} = 0.053 \text{ кг/с}$, а величину зазора между дефлектором и внутренней поверхностью лопатки $\delta = 1 \text{ мм}$.

При расчете профиля температур лопатки при конвективно-плёночно охлаждении будем пользоваться следующей методикой:

1. Зададим распределение приведенной скорости по корыту $\lambda_k(\bar{x})$ и спинке $\lambda_c(\bar{x})$:

$$\lambda_k(\bar{x}) = \left\{ 1 + \left[\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_0} \right)^{0.5} \right] \bar{x} \right\}^2 \lambda_0, \quad \bar{x} = \frac{x}{l_k}$$

$$\lambda_c(\bar{x}) = \left\{ 1 + \left[\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_0} \right)^4 \right] \bar{x} \right\}^{0.25} \lambda_0, \quad \bar{x} = \frac{x}{l_c},$$

где l_k - длина профиля со стороны корыта, l_c - длина профиля со стороны спинки, λ_0 - приведенная скорость на входе в лопаточный венец, λ_1 - приведенная скорость на выходе из лопаточного венца.

2. Определим критическую скорость звука $a_{кр}$:

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k_\Gamma}{k_\Gamma + 1} R_\Gamma T_\Gamma^*}$$

3. Определим скорость газа на корыте v_k и на спинке v_c :

$$v_k(x) = \lambda_k \left(\frac{x}{l_k} \right)$$

$$v_c(x) = \lambda_c \left(\frac{x}{l_c} \right)$$

Дальнейший расчет идентичен для спинки и корыта, поэтому скорость газа будем обозначать как v_Γ .

4. Определим эквивалентную ширину щели:

$$s = N_{отв} \frac{\pi d_{отв}^2}{4} \cdot \frac{1}{l},$$

где $N_{отв}$ - количество отверстий, $d_{отв}$ - диаметр отверстия, l - высота профильной части лопатки.

5. Определим скорость газа в точке выдува воздуха:

$$v_{\Gamma \text{ отв}} = v_{\Gamma}(x_{\text{отв}}),$$

где $x_{\text{отв}}$ - криволинейная координата отверстия.

6. Определим статическую температуру газа в точке выдува воздуха:

$$T_{\Gamma \text{ отв}} = T_{\Gamma}^* - \frac{v_{\Gamma \text{ отв}}^2}{2c_{p \Gamma}}$$

7. Определим статическое давление газа в точке выдува воздуха:

$$p_{\Gamma \text{ отв}} = \frac{p_{\Gamma}^*}{\left(\frac{T_{\Gamma}^*}{T_{\Gamma \text{ отв}}}\right)^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma}-1}}}$$

8. Определим статическую плотность газа в точке выдува воздуха:

$$\rho_{\Gamma \text{ отв}} = \frac{p_{\Gamma \text{ отв}}}{R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma \text{ отв}}}$$

9. Определим скорость истечения воздуха из отверстия:

$$v_{\text{Б отв}} = \phi_{\text{отв}} \sqrt{\frac{2k_{\text{Б}}}{k_{\text{Б}} - 1}} R_{\text{Б}} \theta(x_{\text{отв}}) \left[1 - \left(\frac{p_{\Gamma \text{ отв}}}{p_{\text{Б0}}^*} \right)^{\frac{k_{\text{Б}}-1}{k_{\text{Б}}}} \right],$$

где $\phi_{\text{отв}}$ - коэффициент скорости, $\theta(x_{\text{отв}})$ - температура воздуха в точке выдува, $p_{\text{Б0}}^*$ - давление воздуха.

10. Определим статическую плотность воздуха на выходе из отверстия:

$$\rho_{\text{Б отв}} = \frac{p_{\Gamma \text{ отв}}}{R_{\text{Б}} \left[\theta(x_{\text{отв}}) - \frac{v_{\text{Б отв}}^2}{2c_{p \text{ Б}}} \right]}$$

11. Определим плотность торможения воздуха на входе в отверстия:

$$\rho_{\text{Б отв}}^* = \frac{p_{\text{Б0}}^*}{R_{\text{Б}} \theta(x_{\text{отв}})}$$

12. Определим параметр вдува:

$$m = \frac{\rho_{\text{в отб}} v_{\text{в отб}}}{\rho_{\text{г отб}} v_{\text{г отб}}}$$

13. Определим число Рейнольдса по ширине щели:

$$Re_s = \frac{\rho_{\text{г отб}} v_{\text{г отб}} s}{\mu_{\text{г}} (T_{\text{г отб}})}$$

14. Определим температурный фактор:

$$\phi = \theta (x_{\text{отб}}) / T_{\text{г}}^*$$

15. Определим эффективность пленки $\theta_{\text{пл}}(x)$:

$$A(x) = Re_s^{-0.25} m^{-1.3} \phi^{-1.25} \left(\frac{x - x_{\text{отб}}}{s} \right)$$

$$\theta_{\text{пл}}(x) = \begin{cases} 1.0, & \text{если } 0 < A \leq 3 \\ \left(\frac{A}{3}\right)^{-0.285}, & \text{если } 3 \leq A < 11 \\ \left(\frac{A}{7.43}\right)^{-0.95}, & \text{если } A \geq 11 \end{cases}$$

16. Определим температуру пленки в случае нескольких рядов отверстий:

$$T_{\text{пл}}^*(x) = T_{\text{г}}^* \cdot \prod_{i=1}^{x_i \leq x} [(1 - \theta_{\text{пл } i})] + \sum_{i=1}^{x_i \leq x} \left[\theta_{\text{пл } i} T_{\text{в}}^*(x_{\text{отб } j}) \prod_{j=i+1}^{x_j \leq x} (1 - \theta_{\text{пл } j}) \right]$$

17. Определим коэффициент теплоотдачи пленки в случае нескольких рядов отверстий:

$$\alpha_{\text{пл}}(x) = \alpha_{\text{г}} \prod_{i=1}^{x_i \leq x} \left[1 + \frac{2m_i}{\frac{x - x_{\text{отб } i}}{s_i}} \right]$$

18. По формуле истечения из сопла определим расход через ряд отверстий:

$$G_{\text{отб}} = s \cdot l \cdot \mu_{\text{отб}} \sqrt{\frac{2k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} p_{\text{в0}}^* \rho_{\text{в отб}}^* \left(\frac{p_{\text{г отб}}}{p_{\text{в0}}^*} \right)^{\frac{2}{k_{\text{в}}}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{г отб}}}{p_{\text{в0}}^*} \right)^{\frac{k_{\text{в}} - 1}{k_{\text{в}}}} \right]}$$

19. В общем случае зависимость расхода воздуха в зазоре от криволинейной координаты имеет вид:

$$G_{\text{в}}(x) = G_{\text{в0}} - \sum_{i=1}^{x_i \leq x} G_{\text{отв } i}$$

В данном расчете суммарный расход на охлаждение сопловых лопаток принимается равным $G_0 = 45 \cdot 10^{-3}$ кг/с на лопатку, что при числе лопаток статора, равном 54, равно 4.89% от суммарного расхода воздуха. В результате расчетов получим значения характерных параметров в отверстиях.

Значения характерных параметров в отверстиях корыта представлены в табл. 2.12.

Таблица 2.12 Значения характерных параметров в отверстиях корыта

№	x , мм	s , 10^{-3} мм	$\phi_{\text{отв}}$	$\mu_{\text{отв}}$	m	ϕ	$G_{\text{отв}}$, 10^{-3} кг/с	$G_{\text{отв}}/G_{\text{в0}}$
1	4,0	79,5	0,98	0,98	2,08	0,42	5,25	0,131
2	18,0	62,8	0,98	0,98	1,87	0,54	3,60	0,090
3	30,0	98,2	0,98	0,98	1,77	0,63	5,18	0,129
4	37,0	62,8	0,98	0,98	1,76	0,64	3,25	0,081

Значения характерных параметров в отверстиях спинки представлены в табл. 2.12.

Таблица 2.13 Значения характерных параметров в отверстиях
спинки

№	x , мм	s , 10^{-3} мм	$\phi_{\text{отв}}$	$\mu_{\text{отв}}$	m	ϕ	$G_{\text{отв}}$, 10^{-3} кг/с	$G_{\text{отв}}/G_{\text{в0}}$
1	7,0	79,5	0,98	0,98	2,03	0,44	5,12	0,128
2	22,0	24,5	0,98	0,98	1,87	0,54	1,41	0,035
3	27,0	24,5	0,98	0,98	1,84	0,57	1,37	0,034
4	32,0	40,2	0,98	0,98	1,80	0,60	2,18	0,055
5	38,0	48,1	0,98	0,98	1,76	0,64	2,52	0,063
6	43,0	79,5	0,98	0,98	1,75	0,66	4,07	0,102

20. Определим коэффициент теплоотдачи от газа на входной кромке лопатки $\alpha_{\text{г.вх.кр.}}$:

$$\alpha_{\text{г.вх.кр.}} = 0.74 \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{вх.кр.}}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{г}} \cdot c_a \cdot d_{\text{вх.кр.}}}{\mu_{\text{г}}}} =$$

$$= 0.74 \frac{92,9 \cdot 10^{-3}}{2,20 \cdot 10^{-3}} \sqrt{\frac{4,3 \cdot 110,8 \cdot 2,20 \cdot 10^{-3}}{52,1 \cdot 10^{-6}}} = 4424,3 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$$

21. Определим коэффициент теплоотдачи на спинке на расстоянии $\frac{1}{3}b_a$ $\alpha_{\text{г.вых.кр.}}$:

$$\alpha_{\text{г.вых.кр.}} = 1.5\alpha_{\text{г}} = 1.5 \cdot 1110,5 = 1665,8 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$$

22. Определим коэффициент теплоотдачи на остальной выпуклой части (спинке) $\alpha_{\text{г.сп.}}$:

$$\alpha_{\text{г.сп.}} = 0.6\alpha_{\text{г}} = 0.6 \cdot 1110,5 = 666,3 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$$

23. Определим коэффициент теплоотдачи на вогнутой части профиля (корыте) $\alpha_{\text{г.кор.}}$:

$$\alpha_{\text{г.кор.}} = \alpha_{\text{г}} = 1110,5 = 1110,5 \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$$

24. Коэффициент теплоотдачи от стенки к охлаждающему воздуху зависит от его температуры и определяется следующим уравнением α_B :

$$\alpha_B = 0.02 \cdot \frac{\lambda_B}{2\delta} \left(\frac{G_B}{l} \cdot \frac{1}{\mu_B} \right)^{0.8}$$

25. Уравнение теплообмена между охлаждающим воздухом и газом имеет вид:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{2}{G_B C_{p\ B}} \frac{k_x}{\alpha_\Gamma} (T_{\text{пл}}^* - \theta),$$

где k_x - коэффициент теплопередачи, определяемый уравнением

$$k_x = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{пл}}} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\Delta}{\lambda_M}}$$

Численно решая уравнение теплообмена, получим распределение параметров по спинке и корыту. Распределение параметров газа по спинке представлено в табл. 2.14.

Таблица 2.14 Распределение параметров газа по спинке

№	x , м	$\alpha_{\text{пл}}$ Вт/ (м ² · К)	α_B Вт/ (м ² · К)	θ_x , К	$T_{\text{ст.}x}$, К
1	0,000	4424,3	1372,6	500,0	1236,3
2	2,705	666,3	1417,6	566,0	862,0
3	5,352	666,3	1444,7	614,1	890,7
4	7,863	916,0	1459,0	643,1	643,1
5	10,253	732,6	1462,0	649,4	711,9
6	12,539	705,2	1468,9	664,9	767,6
7	14,741	694,1	1479,0	688,1	825,6
8	16,882	688,1	1489,2	715,0	866,4
9	18,986	684,3	1498,5	743,0	899,4
10	21,078	681,6	1507,2	771,3	928,2

Таблица 2.14 Распределение параметров газа по спинке

№	x , м	$\alpha_{\text{пл}}$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)	$\alpha_{\text{в}}$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)	θ_x , К	$T_{\text{ст.}x}$, К
11	23,184	732,3	1511,6	786,3	835,7
12	25,330	696,8	1517,0	805,1	921,1
13	27,539	803,0	1521,9	824,7	840,9
14	29,834	705,4	1525,4	839,1	931,2
15	32,234	2806,0	1532,1	863,7	863,7
16	34,757	1807,5	1535,4	874,8	948,1
17	37,417	1754,0	1545,6	911,1	1035,4
18	40,227	1863,9	1549,4	925,4	958,8
19	43,198	4267,9	1556,3	951,4	951,4
20	46,339	1890,8	1558,3	957,7	975,3

Распределение параметров газа по корыту представлено в табл. 2.15.

Таблица 2.15 Распределение параметров газа по корыту

№	x , 10^{-3}м	$\alpha_{\text{пл}}$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)	$\alpha_{\text{в}}$ Вт/ ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)	θ_x , К	$T_{\text{ст.}x}$, К
1	0,000	4424,3	1372,6	500,0	1236,3
2	2,577	1110,5	1424,7	578,0	974,8
3	5,198	1417,0	1444,2	613,2	613,2
4	7,731	1208,9	1450,8	626,4	724,9
5	10,179	1169,9	1463,9	653,5	818,5
6	12,550	1153,5	1480,5	691,5	890,2
7	14,848	1144,4	1495,0	732,5	940,2
8	17,081	1138,6	1507,7	772,9	979,8
9	19,256	1346,4	1512,6	789,4	797,3

Таблица 2.15 Распределение параметров газа по корыту

№	$x, 10^{-3}\text{м}$	$\alpha_{\text{пл}} \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$	$\alpha_{\text{в}} \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)}$	$\theta_x, \text{ К}$	$T_{\text{ст.}x}, \text{ К}$
10	21,380	1210,1	1515,3	798,8	856,7
11	23,463	1177,9	1519,9	817,0	916,0
12	25,514	1162,8	1526,5	843,3	964,8
13	27,541	1153,8	1534,8	872,7	1002,0
14	29,555	1147,7	1543,4	902,8	1033,2
15	31,566	1396,6	1545,3	910,0	910,0
16	33,583	1250,2	1546,2	913,3	932,9
17	35,616	1207,3	1549,2	924,8	956,3
18	37,676	1574,0	1551,9	934,8	934,8
19	39,772	1266,7	1553,0	939,2	950,4
20	41,912	1216,6	1557,3	954,5	974,8

Распределение температур газа, воздуха и металла по профилю лопатки показано на рис. 2.11.

T, K

1400

1200

1000

800

—

$T_{ст пр}$

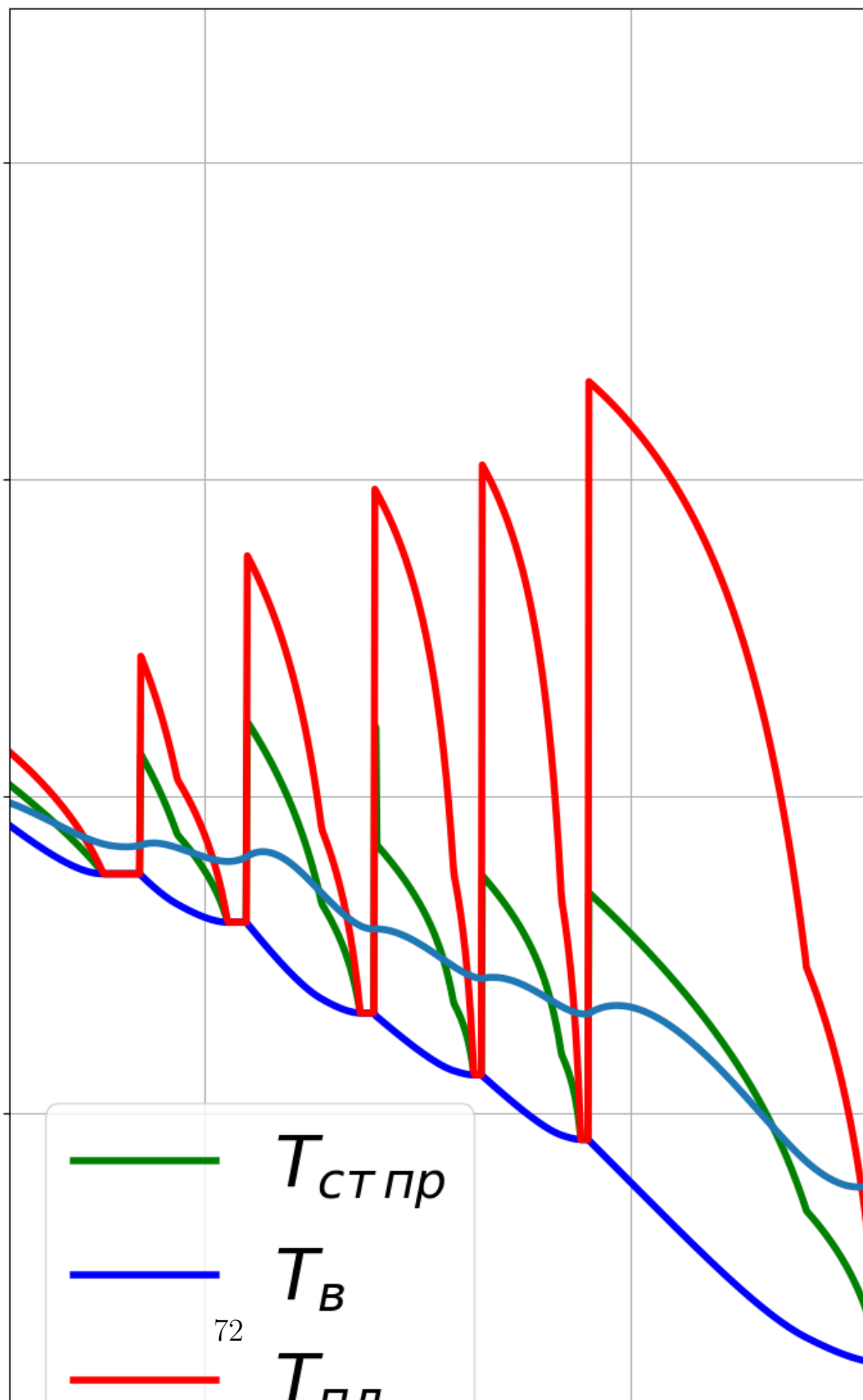
—

T_B

72

—

$T_{пл}$



Также был проанализирован вариант без выдува воздуха в лобовой точке (рис. 2.12). Однако отсутствие выдува в лобовой точке приводит к сильному перегреву с возможным прогаром профиля лопатки.

Рис. 2.12: Распределение температур газа, воздуха и металла (без выдува в лобовой кромке)

Таким образом, из расчета следует, что ни в одной точке температура материала лопатки не превышает 1100 К (максимальная температура равна 1081 К), что в случае равномерного поля температур перед сопловыми лопатками обеспечивает достаточную прочность лопаток [0]. Однако основной причиной выхода из строя сопловых лопаток является не температурная деформация, а коррозия. Для защиты от воздействия агрессивной среды сопловые лопатки покрываются защитным керамическим покрытием на основе ZrO_2 с металлической подложкой на основе $Ni - Cr - Al - Y$. Такой состав покрытия обеспечивает его хорошую адгезию к основному материалу лопатки и предотвращает его от растрескивания под действием термоциклических нагрузок. Побочным эффектом применения данного покрытия является снижение температуры основного материала лопатки на 50-60 К вследствие крайне низкой теплопроводности керамического слоя покрытия.

3 Технологическая часть

3.1 Назначение детали в узле. Краткое описание конструкции

Рассматриваемая деталь – лопатка ротора первой ступени турбины высокого давления (ТВД). Сопловые и рабочие лопатки первой ступени ТВД образуют газодинамическую решетку, проходя через которую горячий газовый поток передает свою энергию ротору. Лопатка является охлаждаемой по конвективно-пленочной системе: внутри лопатки выполнена сеть каналов, проходя по которым охлаждающий воздух принимает теплоту от лопатки, понижая ее температуру. Часть охлаждающего воздуха выдувается в проточную часть турбины через отверстия на профильной части лопатки для организации защитной воздушной пленки на лопатке.

Лопатка ротора является деталью сложной пространственной формы и конструктивно состоит из трех частей: пера лопатки, хвостовика и полки.

Перо лопатки является деталью со сложной фасонной поверхностью, которая непосредственно взаимодействует с газовым потоком и преобразует его кинетическую энергию в механическую энергию вращения ротора. От втулки к периферии площадь поперечного сечения пера лопатки уменьшается. На кромках, а также на спинке и корытце выполнены отверстия. Также в периферийном сечении выполнены отверстия для выдува воздуха в радиальный зазор.

Данная лопатки имеет трехзубый хвостовик елочного типа, обеспечивающий ее установку и фиксацию на диске в окружном направлении. В осевом направлении лопатка фиксируется с помощью выступа внизу замковой части, а также с помощью деформируемого замка, устанавливаемого между диском

и канавкой на выходной части полки. Также хвостовик выполняет функцию подвода воздуха к профильной части лопатки с каналов в его основании.

Полка лопатки разделяет хвостовик и перо, а также обеспечивает гладкость проточной части и изоляцию диска турбины от газового потока. Полки лопаток стыкуются, образуя непрерывную поверхность вращения.

На входной части полки лопатки имеется выступ, обеспечивающий гладкость переходного участка проточной части статором и ротором ступени турбины высокого давления.

Условия работы лопатки приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 Условия работы лопатки

Параметр	Значение
Температура торможения в относительном движении на входе в венец	1306,9 К
Давление торможения в относительном движении на входе в венец	1,099 МПа
Частота вращения ротора	12000 МПа

В связи с тем, что лопатка подвержена одновременному воздействию высокой температуры и высоких напряжений, материал должен обладать высокой жаропрочностью. Также, поскольку данный двигатель предназначен для эксплуатации в составе привода газоперекачивающего агрегата (ГПА), для него характерна частая смена режимов работы, что в свою очередь требует использования материала с высоким сопротивлением усталости.

В качестве материала для лопатки выбирается никелевый сплав ЖС36, состав которого представлен в 3.1.

Таблица 3.2 Состав сплава ЖСЗ6

Элемент	Содержание, %
Хром, Cr	2,5–5,5
Кобальт, Co	5–9,5
Алюминий, Al	5–6,2
Титан, Ti	0,7–1,5
Молибден, Mo	1–4
Вольфрам, W	10,5–13
Тантал, Ta	0,01–4
Рений, Re	1–2,6
Ниобий, Nb	0,7–1,5
Иттрий, Y	0,002–0,075
Лантан, La	0,001–0,05
Церий, Ce	0,001–0,05
Празеодим, Pr	0,002–0,01
Неодим, Nd	0,0002–0,005
Гадолиний, Gd	0,0002–0,005
Скандий, Sc	0,0002–0,005
Никель, Ni	основа

3.2 Анализ технических требований

К детали предъявлены следующие технические требования:

Отклонение формы контуров корыта и спинки в расчетных сечениях от заданной формы допускается не более 0,1 мм.

Требование назначено из условия обеспечения расчетного режим течения

газа.

Невыполнение требования вызовет возникновение нерасчетного режима течения газа, что может привести к следующим негативным последствиям:

Снижение КПД двигателя вследствие неоптимального обтекания лопатки потоком.

Изменение частот вынужденных колебаний лопатки вследствие перераспределения газодинамических сил. Результатом такого изменения может стать быстрый выход лопатки из строя вследствие многоциклового усталости.

Требования обеспечивают при окончательной обработке поверхностей спинки и корыта с базированием по замку лопатки. Контроль формы контуров корыта и спинки в расчетных сечениях производится по шаблону (рис. 3.1).

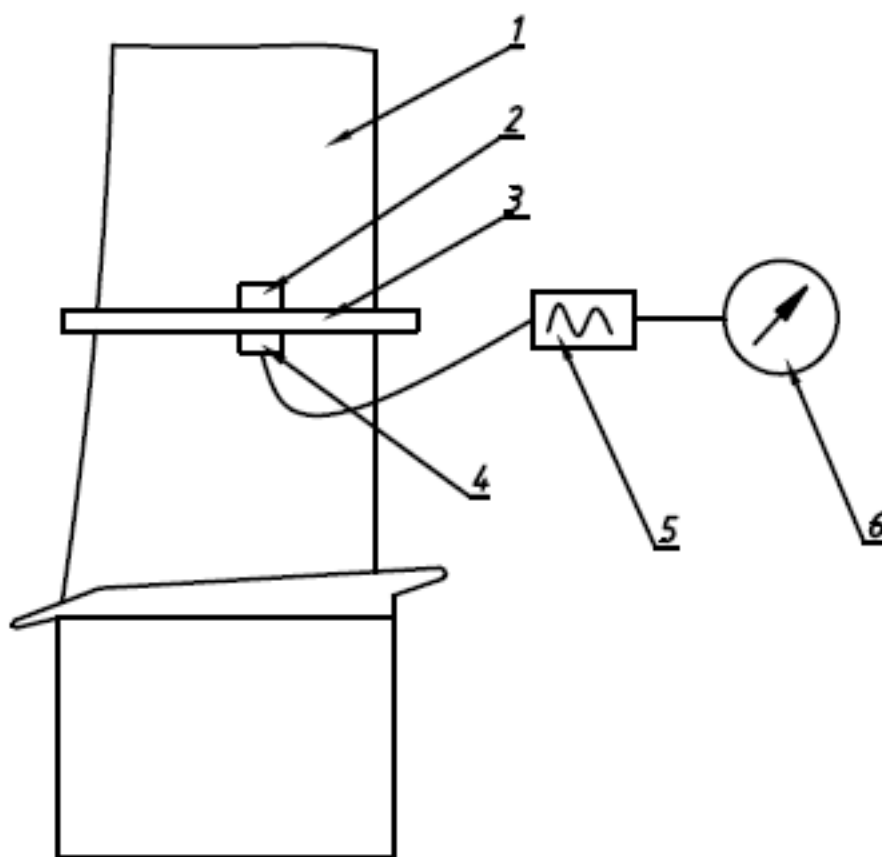


Рис. 3.1: Схема контроля формы профиля лопатки: 1 – лопатка; 2 – светодиод; 3 – шаблон; 4 – фотодиод; 5 – аналого-цифровой преобразователь; 6 – индикатор

Допуск на толщину стенки пера, щелей и перемычек $\pm 0,3$ мм.

Требования назначено из условия обеспечения расчетного режима охлаждения лопатки.

Увеличение толщины стенок лопатки сверх допуска приводит к уменьшению проходного сечения каналов системы охлаждения, что приводит к уменьшению ее эффективности.

Уменьшение толщины стенок лопатки ниже допуска может привести к прогару стенок и выходу лопатки из строя.

Требование для стенок спинки и корыта обеспечивают при окончательной обработке поверхностей спинки и корыта с базированием по замку лопатки.

Требование для внутренних стенок обеспечиваются на этапе изготовления заготовки. Контроль требования осуществляется ультразвуковым толщиномером (рис. 3.2).

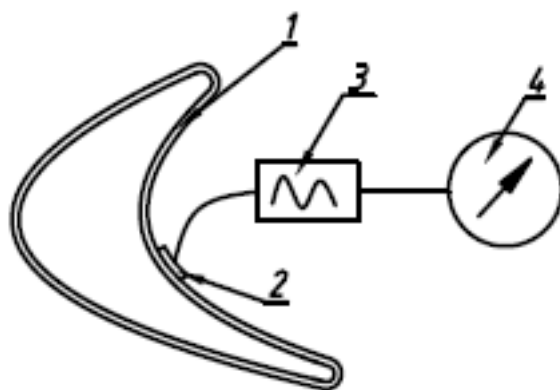


Рис. 3.2: Схема контроля толщины стенок лопатки: 1 – лопатка; 2 – ультразвуковой излучатель/приемник; 3 – аналого-цифровой преобразователь; 4 – индикатор

Допуск на толщину замка по впадине третьего зуба 0,06 мм.

Требование назначено из условия обеспечения равнопрочности замковой части лопатки и диска.

Уменьшение толщины замка ниже минимального уровня допуска может привести к недопустимому прослаблению материала лопатки и более быстрому ее изнашиванию. Увеличение толщины замка выше максимального уровня допусков может привести к аналогичным результатам применительно к периферийной части диска.

Данное требование обеспечивают при окончательной обработке поверхностей зубьев замкового соединения с базированием по перу, заключенному в кассету из сплава Вуда.

Контроль требования осуществляется микрометром (рис. 3.3).

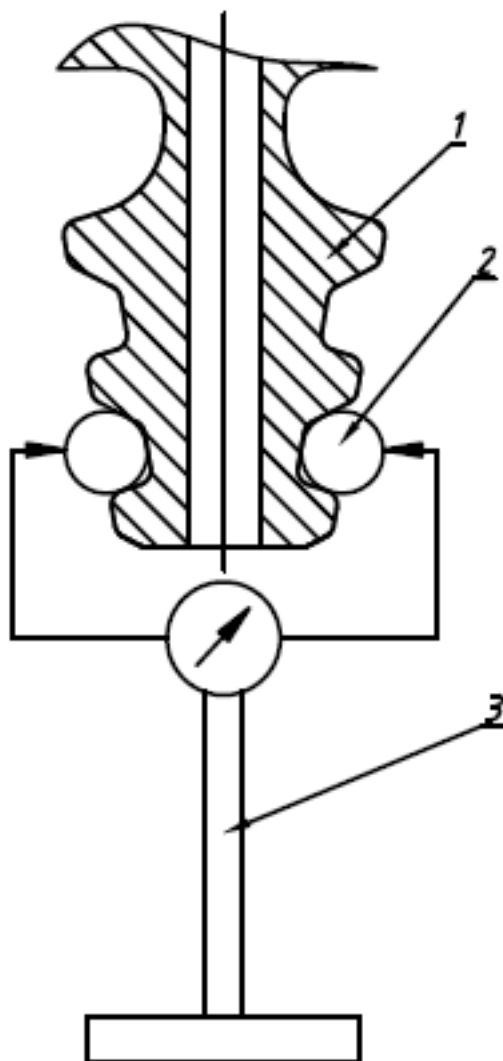


Рис. 3.3: Схема контроля толщины замкового соединения: 1 – замковая часть лопатки; 2 – ролик; 3 – микрометр

3.3 Технологические задачи, возникающие при изготовлении детали

Основными технологическими задачами, возникающими при изготовлении детали, являются обеспечение качества поверхности профильной части лопатки и обеспечение допусков размеров замковой части лопатки.

К профильной части поверхности лопатки предъявляются высокие требования по обеспечению точности формы профиля и шероховатости поверхности. В связи с этим лезвийная обработка профиля лопатки не допускается. Доводка профиля должно осуществляться только абразивным инструментом.

3.4 Тип производства и метод работы

Разработка технологического процесса осуществляется для условий серийного производства. В условиях производства данного типа наиболее целесообразным методом работы является переменнo-поточный метод.

Выбор данного метода определяется тем, что использование поточного метода для деталей особой ответственности с множеством контрольных операций затруднительно, а непоточный метод приведет к более низкой загрузке оборудования, удлинит цикл производства и увеличит себестоимость изделия.

3.5 Технологический анализ конструкции детали

Конструкция детали состоит из поверхностей сложной пространственной формы, к точности и качеству поверхности которых предъявляются крайне высокие требования.

Перо лопатки образовано трехмерными несимметричными фасонными поверхностями. Также для обеспечения эффективного охлаждения в лопатке выполнена развитая сеть внутренних полостей и 9 рядов отверстий $\varnothing 0.3$ мм на поверхности пера.

Елочный хвостовик лопатки имеет форму призмы с симметричным поперечным сечением сложной формы. В связи со сложной формой профильной части лопатки, при обработке поверхностей хвостовика необходимо использовать специальное приспособление – кассету из сплава Вуда, чтобы обеспечить

надежное базирование без риска повредить профильную часть лопатки.

После обработки хвостовик используется в качестве технологической базы для обработки поверхностей пера.

Упрощение геометрических форм лопатки невозможно, так как каждый ее элемент спроектирован для обеспечения эффективного преобразования кинетической энергии потока при соблюдении высоких прочностных свойств конструкции.

Деталь имеет небольшие габариты (40x52x104), что обуславливает сравнительно небольшой объем механической обработки при ее изготовлении. С другой стороны, деталь изготавливается из труднообрабатываемого материала (сплав ЖС36) и является тонкостенной, что не позволяет использовать форсированные режимы обработки.

Вывод: принимая во внимание все вышеперечисленные факторы, стоит признать конструкцию детали нетехнологичной для условий серийного производства. Однако изменение ее конструкции с сохранением эксплуатационных свойств не представляется возможным.

3.6 Выбор метода изготовления заготовки

Деталь лопатка в процессе эксплуатации испытывает циклические изгибающие, растягивающие и термоциклические нагрузки. Материал: сталь ЖС-ЗВИ. Тип производства: серийное. Результаты анализа представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 Основные признаки, используемые при выборе заготовки

Продолжение таблицы 3.3

Признак	Значение	Приоритетный ряд заготовок
Признак	Значение	Приоритетный ряд заготовок
Форма детали	Сложная	О, СК, ОД
Заготовительные свойства материала		
Жидкотекучесть	Удовлетворительная	О
Пластичность	Неудовлетворительная	(ОД, П)
Свариваемость	Неудовлетворительная	(СК)
Обрабатываемость резани- ем	Неудовлетворительная	(ОД, П)
Ориентированность струк- туры	Необходима	ОД, О
Удельная стоимость мате- риала	Высокая	О, ОД, ПМ
Ответственность детали	Высокая	ОД, П
Тип производства	Серийное	П, ОД, СК, О

О – отливка; ОД – получение обработкой давлением; П – прокат; СК – сварная или комбинированная; ПМ – полученная методами порошковой металлургии; () – исключение; * - любая (равноприоритетность видов).

Из предварительного анализа следует, что единственным возможным вариантом изготовления лопатки является литье. Данный способ позволяет получить заготовку, максимально приближенную по форме к конечной детали, что немаловажно с учетом высокой стоимости сплава ЖС36. Также, литье

является одним из немногих способов получения заготовки, при котором можно изготовить развитую сеть внутренних каналов лопатки (того же эффекта можно достигнуть с помощью порошковой металлургии, но данный способ неприемлем из-за требований к ориентированности структуры заготовки).

В связи с этим, выбирается метод получения заготовки – монокристаллическое литье по выплавляемым моделям. В этом случае точность размеров заготовки достигает 10 качества, а шероховатость – значения Ra2,5.

3.7 Выбор баз и составление маршрутного технологического процесса

Из-за сложной поверхности пера лопатки и риска ее повреждения, базирование по перу во время обработки хвостовика невозможно. В связи с этим, лопатка помещается в специальное приспособление – кассету и заливается сплавом Вуда. На операциях 005 – 065 базирование производится по поверхностям кассеты. Заготовка лишается шести степеней свободы.

На операциях 085 – 100 базирование производится по профильной (5 степеней свободы) и торцевой (одна степень свободы) поверхностям хвостовика с приложением силы закрепления к противоположному торцу хвостовика. Заготовка лишена шести степеней свободы.

4 Организационно-экономическая часть

4.1 Оценка единовременных затрат на прототип

Привод газоперекачивающего агрегата (ГПА) – сложное изделие с чрезвычайно широкой номенклатурой используемых материалов. Точный расчет по всей номенклатуре крайне затруднителен, а на этапе эскизного проектирования – невозможен. Основной вклад в затраты вносят дорогостоящие сплавы для горячей части двигателя (гранулированные ЭП741НП, жаропрочные для охлаждаемых лопаток ЖС6К, ЖС6У, ЖС32) и легкие титановые сплавы для холодной части (ВТ3, ВТ6, ВТ8, ВТ9, АЛ4). Для сравнительно ненапряженных температурных условий используются хромникелевые и нержавеющие стали и сплавы.

Для упрощения задачи, зная массу прототипа (6650 кг), закладываю коэффициент использования материала КИМ=0,05 и умножаю на осредненную стоимость материалов (2500 р/кг). Для того, чтобы учесть затраты на оплату труда рабочих, на сумму затрат на материалы вводится коэффициент 1,5.

Итого, получается стоимость прототипа:

$$Ц = 66500,05 \cdot 2500 \text{ р/кг} \cdot 1,5 = 498750000 \text{ руб} = 498,75 \text{ млн.руб}$$

4.2 Оценка снижения затрат в связи с доработкой конструкции

В научно-исследовательской части настоящей выпускной квалификационной работы была усовершенствована конструкция компрессора высокого дав-

ления: повышены напорности ступеней, в результате чего удалось уменьшить число ступеней с 7 до 5. Оценка выигрыша массы приведена в таблице 4.1.

Таблица 4.1 Данные для оценки снижения массы двигателя в сравнении с прототипом

№	Масса статора, кг	Количество лопаток статора	Масса лопаток статора	Масса ротора, кг	Количество лопаток ротора	Масса лопаток ротора
1	23,6	23	0,3	37,1	25	0,28
2	21,7	27	0,3	38,6	29	0,29

Экономия массы в сравнении с прототипом Δm , кг составила:

$$\Delta_m = (23,6 + 23 \cdot 0,3 + 37,1 + 25 \cdot 0,28) + \\ + (21,7 + 27 \cdot 0,3 + 38,6 + 29 \cdot 0,29) = 151,4 \text{ кг}$$

Можно оценить снижение исходной массы материала для производства установки с учетом коэффициента использования материала:

$$\frac{\Delta_m}{\text{КИМ}} = \frac{151,4}{0,05} = 3028 \text{ кг.}$$

Следовательно, снижение затрат на материалы:

$$3028 \text{ кг} \cdot 2500 \text{ р/кг} = 7570000 \text{ руб.}$$

Принимая, что масса остальных деталей и узлов двигателя остается такой же, как в прототипе, вычисляем единовременные затраты на проектируемый двигатель:

$$498750000 - 7570000 = 491180000 \text{ руб.} = 491,18 \text{ млн.руб.}$$

4.3 Оценка затрат на единицу мощности

Одной из важнейших характеристик привода газоперекачивающего агрегата является мощность. С повышением требований к параметрам цикла двигателя ужесточаются условия работы его узлов и деталей. Применяются сплавы, легированные дорогостоящими металлами, гранулированные сплавы, повышается трудоемкость изготовления и сборки ДСЕ. Важно оценивать затраты на единицу мощности. Оценка затрат на единицу мощности представлена в таблице 4.2.

Таблица 4.2 Данные для оценки затрат на единицу мощности для прототипа и проектируемого двигателя

Параметр	Прототип	Проектируемый двигатель
Мощность, МВт	16	16
Единовременные затраты, млн. руб.	498,75	491,18
Затраты на единицу мощности, млн. руб./МВт	31,17	30,70

Анализ данных, представленных в таблице 4.2, показывает, что проектируемый двигатель является более выгодным с точки зрения затрат на единицу мощности по сравнению с прототипом.

4.4 Расчет затрат на эксплуатацию

Заложен полный ресурс 100 тыс.ч. Межремонтный интервал – 25 тыс. ч. Затраты на один ремонт составляют 0,25 от единовременных затрат. Таким образом получим стоимость одного ремонта двигателя $C_{\text{рем}}$:

Прототип	$498,75 \cdot 0,25 = 124,69$ млн.руб
Проектируемый двигатель	$491,18 \cdot 0,25 = 122,80$ млн.руб

Цена газа для промышленных потребителей $\Pi_{\text{топл}} = 4316 \text{руб}/(\text{тыс м}^3)$.

Примерный среднечасовой расход топлива проектируемого двигателя

$$G_{\text{т}} = 4,422 \text{ тыс м}^3/\text{час}.$$

Можно посчитать среднегодовые затраты на топливо проектируемого двигателя

$$C_{\text{топл}} = G_{\text{т}} \cdot \Pi_{\text{топл}} \cdot 8760 = 4,422 \cdot 4316 \cdot 8760 = 167,18 \text{ млн.руб./год}.$$

А также среднегодовые затраты на топливо прототипа

$$C_{\text{топл прот}} = G_{\text{т прот}} \cdot \Pi_{\text{топл}} \cdot 8760 = 4,667 \cdot 4316 \cdot 8760 = 176,45 \text{ млн.руб./год}.$$

Введем коэффициент эксплуатационных затрат $K_{\text{эсп}} = 0,8$, связывающий среднегодовые затраты на регламентное и техническое обслуживание и среднегодовые затраты на капитальный ремонт установки. В результате получим среднегодовые затраты на регламентное и техническое обслуживание установки:

$$C_{\text{эсп прот}} = K_{\text{эсп}} \cdot C_{\text{рем прот}} \cdot 876025000 = 0,8 \cdot 124,69 \cdot 876025000 = 34,95 \text{ млн.руб}$$

$$C_{\text{эсп}} = K_{\text{эсп}} \cdot C_{\text{рем}} \cdot 876025000 = 0,8 \cdot 122,80 \cdot 876025000 = 34,42 \text{ млн.руб}.$$

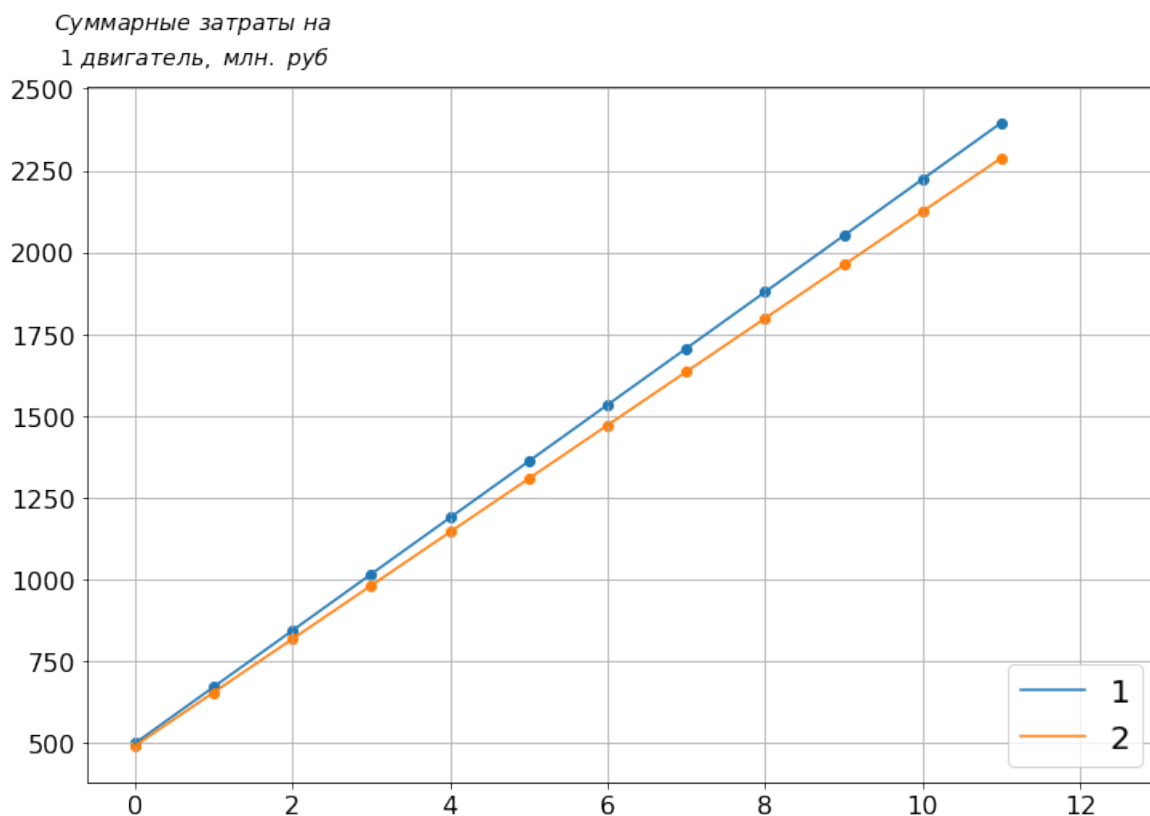


Рис. 4.1: Суммарные затраты на прототип 1 и проектируемый двигатель 2 за 11 лет эксплуатации

Проведенная в исследовательской части дипломного проекта оптимизация цикла установки позволяет снизить единовременные затраты за счет уменьшения стоимости компрессора высокого давления, а использование высокой температуры в камере сгорания увеличивает экономичность двигателя в целом.

5 Охрана труда и экология

5.1 Назначение двигателя

Двигатель предназначен для использования в качестве привода нагнетателя на линейных компрессорных станциях природного газа.

Двигатель выполнен трехвальным со свободной турбиной.

Мощность – 16 МВт.

Основные части: компрессор низкого давления (КНД), компрессор высокого давления (КВД), камера сгорания (КС), турбина высокого давления (КВД), турбина низкого давления (КНД), силовая турбина (ТС), выходное устройство.

Частоты вращения валов: высокого давления – 12000 об/мин, среднего давления – 9500, низкого давления – 7800 об/мин.

Топливо – природный газ.

Температура газа за камерой сгорания – 1450 К.

5.2 Анализ вредных и опасных производственных факторов на этапе эксплуатации

При эксплуатации двигателя к вредным и опасным факторам относятся:

- Повышенный уровень шума на рабочем месте, вызванный всасыванием воздуха, колебанием газа в элементах проточной части, колебанием элементов конструкции из-за вращения ротора, истечения реактивной струи из выходного устройства.
- Загрязнение воздуха в области, прилегающей к компрессорной станции,

продуктам сгорания топлива, содержащими оксиды азота, углерода, сажу; парами масла из системы смазки (Таблица 5.1).

- Повышенный уровень вибраций из-за дисбаланса вращающихся масс (Таблица 5.1).
- Повышенный уровень температуры в рабочей зоне вследствие нагрева корпуса двигателя (Таблица 5.1).
- Повышенный уровень температур поверхностей оборудования и поверхностей проточной части: в компрессоре за счет сжатия воздуха, в турбине – за счет температуры горячего газа (Таблица 5.1).

Анализ перечисленных факторов представлен в таблице 5.1 с указанием нормативного документа и нормативных значений рассмотренных производственных факторов.

Таблица 5.1 Анализ вредных и опасных производственных факторов

Вредные и опасные производственные факторы ГОСТ 12.2.003-74, Р2.2.2006-05	Источник производственного фактора	Нормативное значение	Нормативный документ

Продолжение таблицы 5.1

Вредные и опасные производственные факторы ГОСТ 12.2.003-74, Р2.2.2006-05	Источник производственного фактора	Нормативное значение	Нормативный документ
Повышенный уровень шума на рабочем месте	Вентилятор, Компрессор, Турбина, Выходное устройство	Таблица 2, строка 4 – для рабочих мест за пультами регулирования параметров установки	СН 2.2.4/2.1.8.562-96
Повышенный уровень продуктов сгорания в воздухе рабочей среды	Камера сгорания	Максимальные разовые ПДК: CO_2 (2 мг/м ³), CO (5 мг/м ³), NO_2 (10 мг/м ³), NO (20 мг/м ³),	ГН2.2.5.3532-18 (таблица 1) "Гигиенические нормативы. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны"

Продолжение таблицы 5.1

Вредные и опасные производственные факторы ГОСТ 12.2.003-74, Р2.2.2006-05	Источник производственного фактора	Нормативное значение	Нормативный документ
Повышенный уровень вибрации	Ротор низкого давления; Ротор среднего давления; Ротор высокого давления	Указано в таблице 3 (для технологических вибраций, воздействующих на человека на рабочих местах стационарных машин или передающих на рабочие места, не имеющие источников вибрации)	СН 2.2.4/2.1.8.566-96(таблица 6) "Производственная вибрация. Вибрации в жилых и общественных зданиях"
Микроклимат	Камера сгорания	Производственное помещение Категория работ- IIa (175-232Вт) Температура воздуха 20-22 °С, Температура поверхностей 19-23 °С, Относительная влажность 60-40 %, Скорость движения воздуха 0,2 м/с	СП 60.13330.2016 "Отопление, вентиляция и кондиционирование"

Продолжение таблицы 5.1

Вредные и опасные производственные факторы ГОСТ 12.2.003-74, Р2.2.2006-05	Источник производственного фактора	Нормативное значение	Нормативный документ
Повышенная температура поверхностей оборудования, материалов	Корпус турбин; Корпусы камеры сгорания; Корпус выходного устройства	51 °С (1 мин)	СанПиН 2.2.3.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений

5.3 Анализ уровня шума на станции

Расчет производился в программном комплексе АРМ «Акустика».

Расчет был произведен для машинного отделения и двух прилегающих комнат – комнаты управления и электротехнического отсека. Схема расчетной области представлена на рис. 5.1.

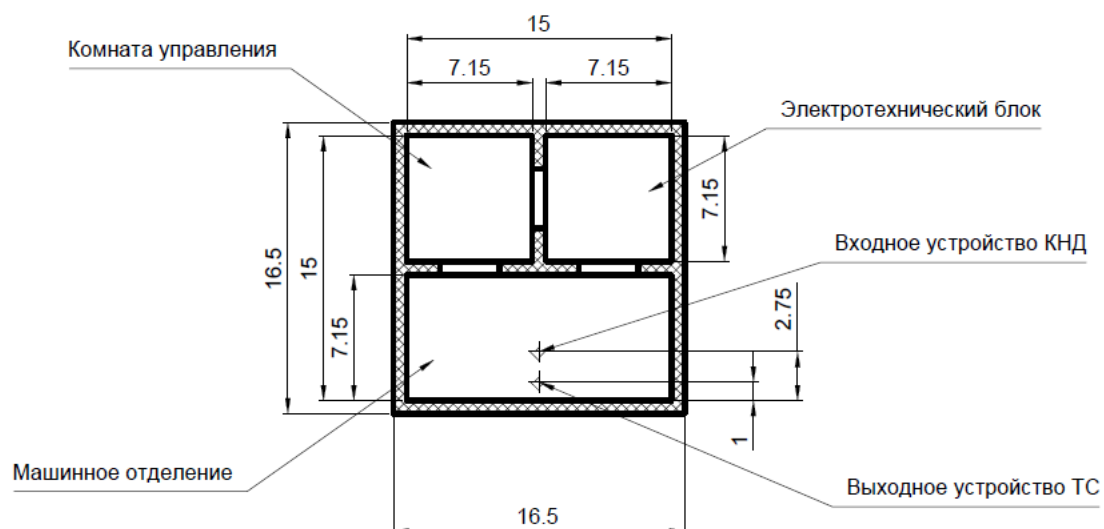


Рис. 5.1: Схема расчетной области (КНД – компрессор низкого давления, ТС – силовая турбина)

Соответствующая модель, построенная в программном комплексе АРМ «Акустика» приведен на рис. 5.2.

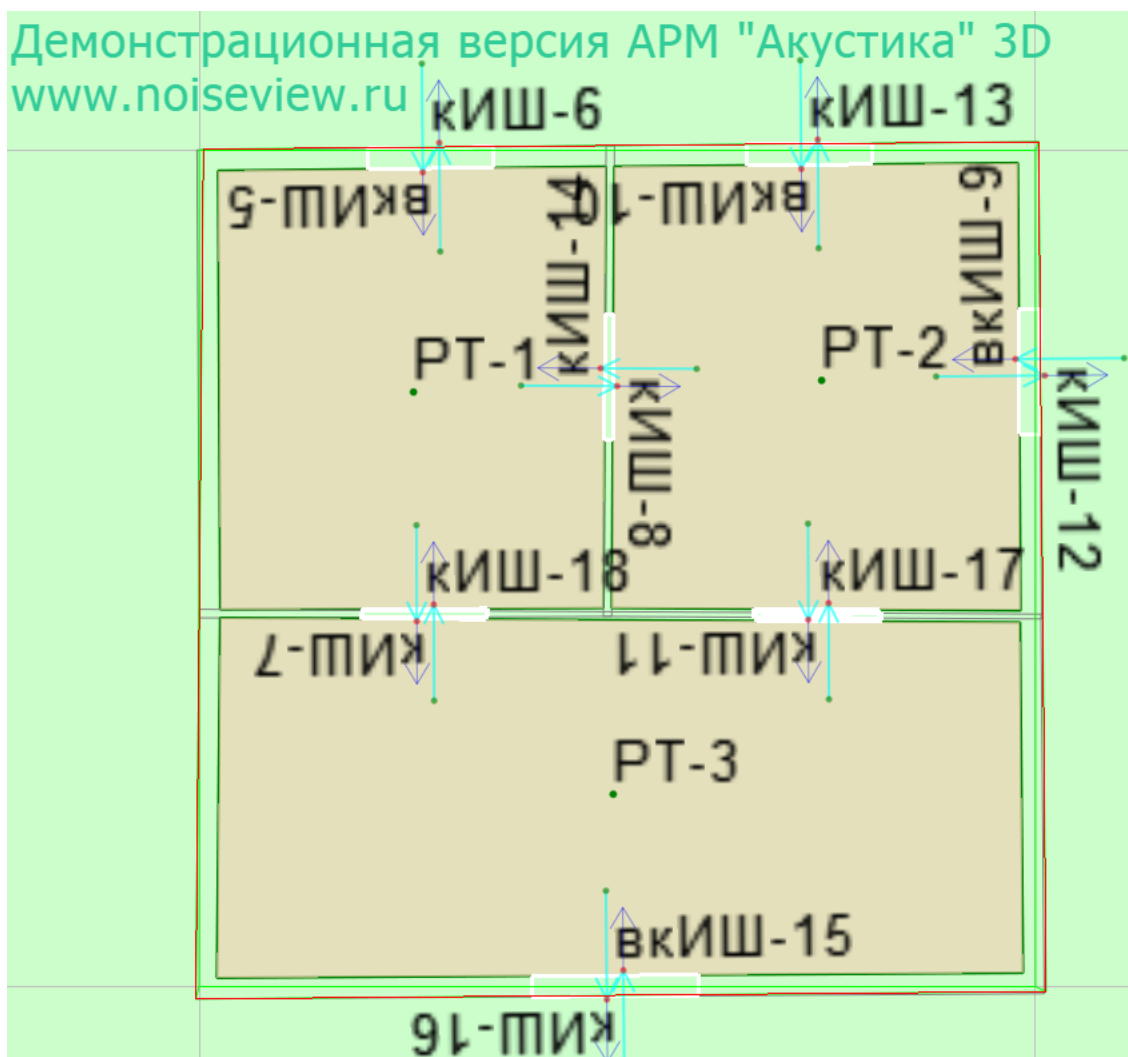


Рис. 5.2: Расчетная модель, построенная в программном комплексе АРМ "Акустика"

Для расчета уровней шума использованы шумовые характеристики вентилятора и выходного устройства двигателя НК38-СТ, идентичные разрабатываемому двигателю. Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц представлены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 Уровни звукового давления, дБ в октавных полосах со среднегеометрическими частотами Гц

Частота, Гц

Источник	31,5	63	125	250	500	1000	2000
Вентилятор	104	102	103	97	97	94	95
Выходное устройство	119	117	121	116	114	110	115

Изолинии звукового давления, полученные в результате расчета показаны на рис. 5.3.

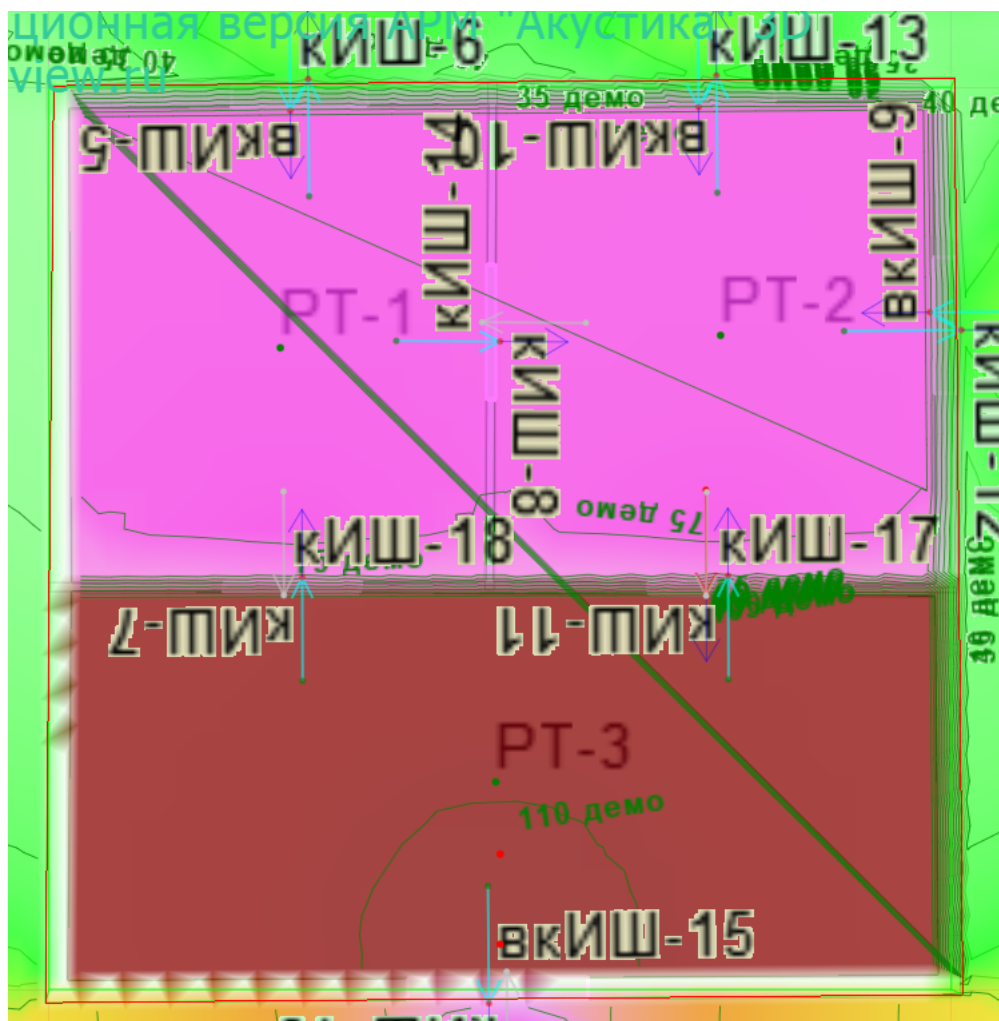


Рис. 5.3: Изолинии звукового давления

Сравнение уровней звукового давления в расчетной точке, находящейся в комнате управления с нормативным (согласно СН 2.2.4/2.1.8.562- 96 таблица 2, строка 4) представлено в таблице 5.3.

Таблица 5.3 Сравнение полученных уровней звукового давления с нормативным

Источник	Частота, Гц						
	31,5	63	125	250	500	1000	2000
Норматив	103	91	83	77	73	70	68
Расчетная точка	83	81,5	77,3	70,1	63,8	56,4	62,5

Из полученных данных следует, что уровень шума на рабочем месте, не превышает нормативного ни в одном из частотных диапазонов.

5.4 Оценка размера зоны распространения облака горючих газов и паров при аварии

Оценка размера зоны распространения облака горючих газов заключается в определении зоны с концентрацией горючего вещества выше нижнего концентрационного предела воспламенения (НКПВ). Для природного газа эта величина равна 29 мг/л. Исходные данные для проведения расчета приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 Исходные данные для проведения оценки зоны распространения облака горючих газов и паров при аварии

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Температура кипения природного газа	T_k	К	113
Теплоемкость природного газа	C_{pg}	Дж/(кг · К)	3074

Продолжение таблицы 5.4

Величина	Обозначение	Размерность	Значение
Теплоемкость воздуха	C_{pg}	Дж/(кг · К)	1006
Газовая постоянная воздуха	R_v	Дж/(кг · К)	287
Газовая постоянная природного газа	R_v	Дж/(кг · К)	519,6
Атмосферное давление	p_a	Па	$1,013 \cdot 10^5$
Атмосферная температура	T_a	К	288
Теплота парообразования природного газа	L_g	Дж/кг	$510 \cdot 10^3$
Теплота парообразования водяных паров	L_v	Дж/кг	$2256 \cdot 10^3$
Температура подстилающей поверхности	$T_{пов}$	К	300
Относительная влажность	ψ	%	50
Массовая доля водяных паров	X	-	$9,35 \cdot 10^{-3}$
Температура газа в трубопроводе	T_g	К	275
Диаметр трубопровода	D	м	1,2
Длина участка трубопровода между отсечными клапанами	L	м	6
Давление газа в трубопроводе	p_g	Па	$5,6 \cdot 10^6$

Определим массу газа между отсечными клапанами m_{Γ} , кг:

$$m_{\Gamma} = \frac{p_{\Gamma}}{R_{\Gamma} T_{\Gamma}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 L = \frac{5,4 \cdot 10^6}{519,6 \cdot 275} \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 1,2^2 \cdot 6 = 265,8 \text{ кг.}$$

Определим массу воздуха, мгновенно вовлекающуюся в облако углеводородов, кг:

$$m_{\text{В}} = \frac{(1 - \delta) \cdot m_{\Gamma} \cdot L_{\Gamma}}{C_{\text{ПВ}} \cdot (T_{\text{В}} - T_{\Gamma}) + X L_{\text{В}}},$$

где

$$\delta = 1 - \exp\left(-\frac{C_{\text{ПГ}}(T_{\text{В}} - T_{\text{К}})}{L_{\Gamma}}\right) = 1 - \exp\left(-\frac{1006 \cdot (288 - 133)}{510 \cdot 10^3}\right) = 0,65,$$

таким образом,

$$m_{\text{В}} = \frac{(1 - 0,65) \cdot 265,8 \cdot 510 \cdot 10^3}{1006 \cdot (288 - 133) + 9,35 \cdot 10^{-3} \cdot 2256 \cdot 10^3 \text{ кг.}}$$

Принимается, что образовавшееся облако дрейфует по ветру со скоростью $w_0 = 0,6w$, где w – скорость ветра, и имеет в начальный момент форму цилиндра, высота которого равна его радиусу. С течением времени высота облака уменьшается, а радиус растет.

Скорость ветра зависит от класса устойчивости по Паскуиллу. В данном расчете принимается класс по Паскуиллу В, что соответствует наиболее опасному случаю – наибольшему распространению углеводородного облака. Соответствующая этому классу устойчивости скорость ветра $w = 2$ м/с. Изменение во времени радиуса, высоты облака и концентрации газа в нем в начальной фазе (фаза падения) определяется путем решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dm_{\text{В}}}{dt} = \rho_{\text{В}} \pi r^2 a_2 a_3 w Ri^{-1} + 2 \rho_{\text{В}} a_1 \frac{dr}{dt} \pi r h \\ \frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dm_{\text{В}}}{dt} C_{\text{ПВ}}(T_{\text{В}} - T) + \pi r^2 \cdot (T_{\text{ПОВ}} - T)^{1,333}}{m_{\text{В}} C_{\text{ПВ}} + m_{\Gamma} C_{\text{ПГ}}} \\ \frac{dr}{dt} = a_4 \left(\frac{dh \cdot (\rho_{\Gamma, \text{В.}} - \rho_{\text{В.}})}{\rho_{\Gamma, \text{В.}}} \right)^{0,5} \end{cases}$$

где $m_{\text{в}}$, кг – масса воздуха в облаке, $\rho_{\text{в}}$, кг/м³ – плотность воздуха, r , м – радиус облака, a_1, a_2, a_3, a_4 – коэффициенты ($a_1 = 0,7$, $a_2 = 0,5$, $a_3 = 1,07$, $a_4 = 0,3$), g , м/с – ускорение свободного падения;

Ri – число Ричардсона, определяемое из соотношения:

$$Ri = \frac{\left(\frac{5,88h^{0,48}g}{a_3^2w^2}\right)^{0,5} (\rho_{\text{г.в.}} - \rho_{\text{в}})}{\rho_{\text{в}}};$$

h , м – высота облака, T , к – температура облака, $\rho_{\text{г.в.}}$, кг/м³ – плотность паровоздушного воздуха. Для решения системы уравнений необходимо дополнительное соотношение:

$$\rho_{\text{г.в.}} = \frac{m_{\text{в}} + m_{\text{г}}}{(m_{\text{в}} + m_{\text{г}}) \left(\frac{T_{\text{в}}}{T}\right)}.$$

В качестве критерия окончания фазы падения принимается выполнение условия

$$\frac{\rho_{\text{г.в.}} - \rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{г.в.}}} < 10^{-3}.$$

Зависимость $h = h(t)$ определяется из соотношения:

$$h(t) = (m_{\text{в}} + m_{\text{г}}) \left(\frac{T_{\text{в}}}{T}\right) \frac{1}{\pi r(t)^2}$$

Концентрация газа в точке с координатами определяется по формуле:

$$C(x, y, z) = \frac{2m_{\text{г}}}{(2\pi)^{1,5} \cdot \sigma_y^2 \cdot \sigma_z^2} \cdot \exp\left(-\frac{(x - x_0)^2 + y^2}{2\sigma_y^2}\right) \cdot \exp\left(-\frac{z^2}{2\sigma_z^2}\right)$$

где σ_y , σ_z – среднеквадратичные отклонения, зависящие от величины $x_c - x_0$; x_c , м – координата центра облака в направлении ветра; x_0 , м – координата точки окончания фазы падения.

При $x_c = x_0$ принимается $\sigma_{y0} = r/2,14$, $\sigma_{z0} = h/2,14$;

при $x_c \neq x_0$ $\sigma_y^2 = \sigma_{y0}^2 + \sigma_y(x_c - x_0)$, $\sigma_z^2 = \sigma_{z0}^2 + \sigma_z(x_c - x_0)$.

Результатом расчета является пространственное распределение концентраций углеводородного облака. Срез такого распределения на уровне земли ($z = 0$) представлен на рис. 5.4.

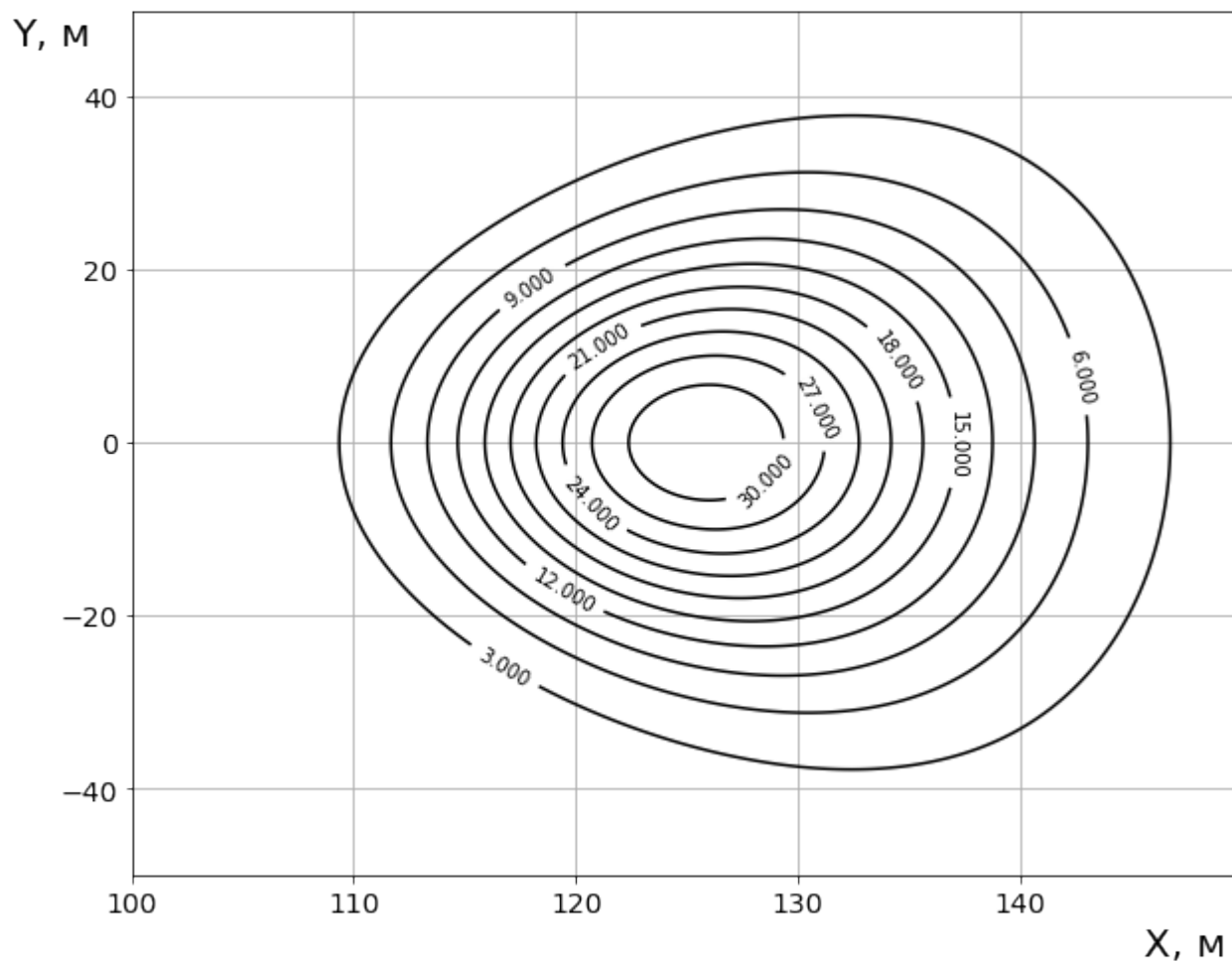


Рис. 5.4: Срез распределения концентраций на момент окончания фазы падения

Из полученного решения видно, что зона воспламенения по мере движения облака распространяется вплоть до расстояния 130 м по направлению ветра. Следовательно, открытый огонь недопустим в радиусе 130 м от станции.

Заключение

Спроектирована газотурбинная установка мощностью 16 МВт для использования на линейных компрессорных станциях магистральных газопроводов.

В научной исследовательской части работы проведено анализ различных схем установки в широком диапазоне рабочих мощностей, а также проведена оптимизация системы охлаждения, позволившая при уменьшении расхода охлаждающего воздуха снизить неравномерность поля температур в сопловом аппарате турбины высокого давления с 256,7 до 141,4 К без увеличения максимальной температуры металла.

В конструкторской части проекта проведены расчет основных узлов установки (компрессор низкого давления, компрессор высокого давления, камера сгорания, турбина высокого давления, турбина низкого давления, силовая турбина) и разработана конструкция узлов и компоновка установки на станции.

В технологической части разработана маршрутный технологический процесс изготовления рабочей лопатки турбины высокого давления.

В организационно-экономической части работы посчитана стоимость проектного варианта двигателя и проведено сравнение прямых эксплуатационных расходов проектного варианта двигателя с установкой ГПА-16 «Ладога».

Выполнен анализ вредных и опасных производственных факторов установки на этапе эксплуатации. Проведен расчет шума двигателя на номинальном режиме, а также определена зона поражения в случае утечки газа со станции.

Список литературы

- [1] Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / Иванов В. Л., Леонтьев А. И., Манушин Э. А., Осипов М. И. ; ред. Леонтьев А. И. - 2-е изд., стер. - М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. - 591 с. : ил. - Библиогр.: с. 576-577. - ISBN 5-7038-2138-X.
- [2] Голубовский Е.Р., Светлов И.Л., Хвацкий К.К. Длительная прочность никелевых сплавов для монокристаллических лопаток газотурбинных установок // Журнал «Конверсия в машиностроении». - 2005. - №3.
- [3] Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: учебник для вузов / Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. - М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.
- [4] Б.П. Поршаков, А.А. Апостолов, В.И. Никишин. Газотурбинные установки: -М: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2003. – 240 с.
- [5] Рудаченко А.В. Газотурбинные установки для транспорта природного газа: учебное пособие второе издание переработанное: учебное пособие / А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 213 с.
- [6] Михальцев, В.Е. Расчет параметров цикла при проектировании газотурбинных двигателей и комбинированных установок : учеб. пособие / В.Д. Моляков, ред.: И.Г. Суровцев, В.Е. Михальцев .— Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2014 .— 60 с. — ISBN 978-5-7038-3814-3.

- [7] Шляхтенко С.М., Сосунов В.А. Теория двухконтурных турбореактивных двигателе – М.: Машиностроение, 1979. – 432с.
- [8] Ланшин А.И., Зудов С.М., Умнов Е.И. Алгоритм обобщенного представления характеристик свехзвуковых компрессоров при математическом моделировании двигателей высокоскоростных летательных аппаратов. // Вопросы авиационной науки и техники. 1995. №2. С. 52–61.
- [9] Теория авиационных двигателей. Теория лопаточных машин: Учебник для студентов, обучающихся по специальности «Эксплуатация летательных аппаратов и двигателей». /Под ред. П. К. Казанджана.— М.: Машиностроение, 1983.— 217 с., ил.
- [10] Ивановский Н.Н., Криворотько В.Н. Центробежные нагнетатели природного газа: Учебн. пособие для техникумов. – М.: Недра, 1994. – 176 с.: ил.
- [11] В.Е. Михальцев, В.Д. Моляков. Теория и проектирование газовой турбины: Учеб. пособие по курсу «Лопаточные машины газотурбинных и комбинированных установок. Газовые турбины». – Ч.1: Теория и проектирование ступени газовой турбины / под ред. М.И. Осипова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 104 с.
- [12] В.Е. Михальцев, В.Д. Моляков. Теория и проектирование газовой турбины: Учеб. пособие по курсу «Лопаточные машины газотурбинных и комбинированных установок. Газовые турбины». – Ч.2: Теория и проектирование многоступенчатой газовой турбины / под ред. М.И. Осипова. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 116 с.
- [13] В.Л. Иванов. Воздушное охлаждение лопаток газовых турбин : Учеб. пособие по курсу «Системы охлаждения газотурбинных двигателей, га-

зотурбинных и комбинированных установок» / под ред. М. И. Осипова – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. – 94 с.

- [14] В.С. Бекнев. Расчет осевого компрессора. Методические указания по выполнению курсовых и дипломных проектов; под ред. Р.З. Тумашева. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1981. – 39 с.
- [15] А.И. Кондаков. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – М.: КНОРУС, 2012. – 400 с.