

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПЕТРА ВЕЛИКОГО»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

По дисциплине «Энергетические установки»
Газотурбинная установка мощностью 65 МВт
(семестр 3)

Выполнил:

студент ВШЭМ СПбГУ

А. К. Дмитриев

Проверил:

аспирант ВШЭМ СПбГУ

А. А. Фёдоров

Санкт-Петербург — 2024

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1 Термодинамический и газодинамический расчет	4
1.1 Исходные данные	4
1.2 Методы и пример расчета параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части ГТУ. Определение основных характеристик ГТУ	5
2 Вариантный расчет ГТУ на ЭВМ	11
2.1 Результаты расчета	11
2.2 Выбор степени повышения давления в компрессоре и начальной температуры газа перед турбиной	13
3 Приближенный расчет осевого компрессора	14
4 Расчет турбины	26
4.1 Исходные данные для расчета	26
4.2 Предварительный расчет турбины	27
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	31
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	32
ПРИЛОЖЕНИЕ А	33
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	34

ВВЕДЕНИЕ

В современной энергетике газотурбинные установки (ГТУ) играют важную роль, обеспечивая надежное и эффективное производство электроэнергии. ГТУ обладают рядом преимуществ, таких как высокая мощность, быстрый запуск, возможность работы в различных климатических условиях и относительно низкие эксплуатационные затраты. Эти установки широко используются в качестве основных и резервных источников энергии, а также для балансировки энергосистем, особенно в условиях роста доли возобновляемых источников энергии.

Одной из наиболее перспективных разработок в области газотурбинных установок является ГТЭ-65 — газовая турбина мощностью 65 МВт, разработанная российскими инженерами. ГТЭ-65 представляет собой современную турбину, которая сочетает в себе высокую эффективность, надежность и экологичность. На данный момент ГТЭ-65 находится на стадии активной разработки и тестирования, что делает её перспективной для внедрения в энергетические системы различных регионов.

Целью данной курсовой работы является создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65. В рамках работы будут рассмотрены основные технические характеристики ГТЭ-65, анализированы её преимущества и недостатки, а также предложены пути оптимизации и улучшения конструкции для достижения заявленной мощности.

Актуальность данной работы обусловлена растущей потребностью в надежных и эффективных источниках энергии. В условиях глобального энергетического перехода и увеличения доли возобновляемых источников энергии, газотурбинные установки, такие как ГТЭ-65, становятся важным элементом энергетической инфраструктуры. Они обеспечивают стабильность энергосистем, позволяют быстро реагировать на изменения спроса и покрывать пиковые нагрузки. Кроме того, разработка и внедрение отечественных технологий в области ГТУ способствует укреплению энергетической независимости и повышению конкурентоспособности национальной энергетики.

Таким образом, создание газовой турбины мощностью 65 МВт на основе ГТЭ-65 является важной задачей, решение которой позволит удовлетворить потребности современной энергетики и обеспечить устойчивое развитие энергетической инфраструктуры.

1 Термодинамический и газодинамический расчет

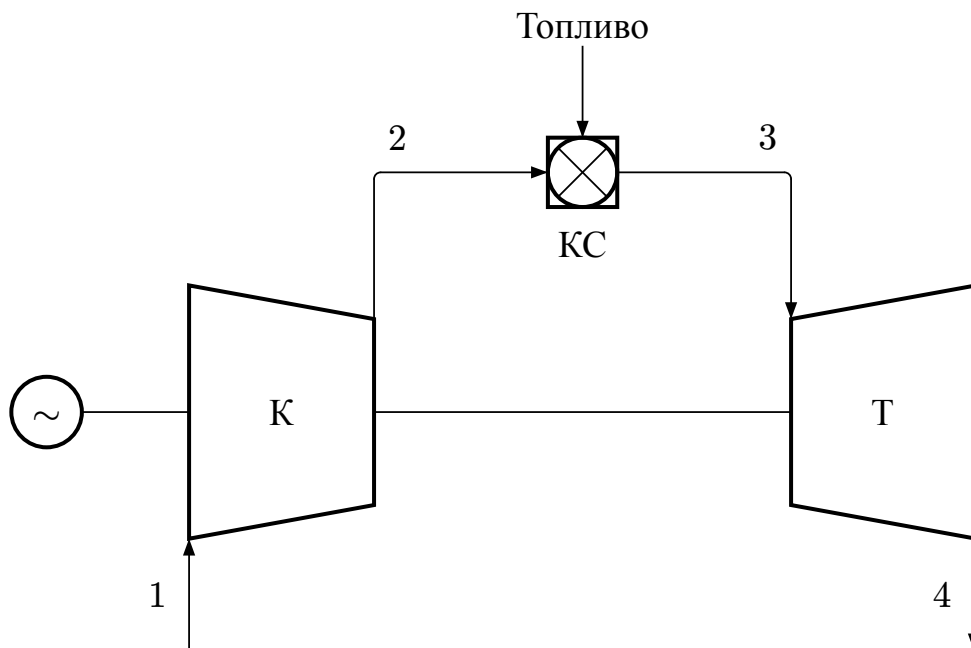
1.1 Исходные данные

1. Полезная мощность $N = 6.5 \cdot 10^7$ Вт;
2. Температура газа перед турбиной $T_3^* = 1643$ К;
3. Параметры наружного воздуха $P_n = 1.013 \cdot 10^5$ Па, $T_n = 288$ К;
4. Топливо — природный газ;
5. Прототип установки — ГТЭ-65, изображен в приложении Б;
6. Частота вращения вала ГТУ — $n = 5441$ об/мин;

Примем два упрощения при расчете в разделе 1:

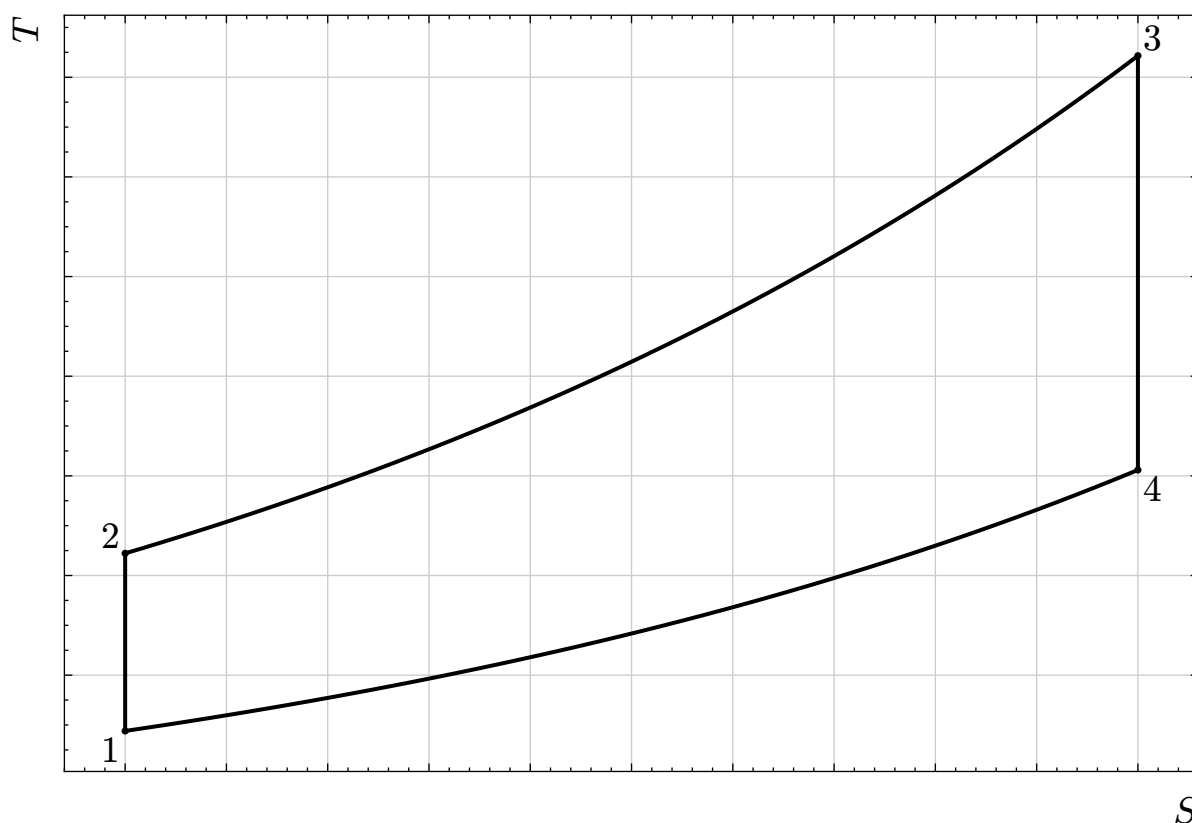
1. Охлаждение турбины не учитывается, расход охладителя равен нулю.
2. Не учитывается зависимость теплоемкости газа от температуры рабочего тела, принимается по рекомендациям пособия [1];

Рассматриваемая установка является одновальной ГТУ простого типа, тепловая схема такой установки изображена на рисунке 1.1, цикл — на рисунке 1.2.



К — компрессор, КС — камера сгорания, Т — газовая турбина

Рисунок 1.1 — Тепловая схема одновальной ГТУ



1-2 — адиабатное сжатие в компрессоре, 2-3 — изобарный подвод теплоты в камере сгорания, 3-4 — адиабатное расширение продуктов сгорания на лопатках газовой турбины, 4-1 — изобарный отвод теплоты от продуктов сгорания в атмосферу

Рисунок 1.2 — Цикл одновальной ГТУ простого типа в T-S-диаграмме

1.2 Методы и пример расчета параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части ГТУ. Определение основных характеристик ГТУ

Расчет производится по методике из пособия [1] (с. 77-78).

Зададимся параметром степени повышения давления $\pi_k^* = \frac{P_2^*}{P_1^*} = 18$;

Газовая постоянная воздуха: $R_b = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

Удельная изобарная теплоемкость воздуха: $c_{p_b} = 1030 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

Коэффициент Пуассона для воздуха: $k_b = \frac{c_{p_b}}{c_{p_b} - R_b} = 1.386$;

Принимаем коэффициент потерь полного давления во входном устройстве ГТУ $\sigma_{\text{вх}}^* = 0.99$;

Давление воздуха перед компрессором:

$$P_1^* = \sigma_{\text{вх}}^* \cdot P_H = 0.99 \cdot 1.013 \cdot 10^5 = 9.998 \cdot 10^4 \text{ Па}; \quad (1.1)$$

Температура воздуха перед компрессором:

$$T_1^* = T_H = 288 \text{ K}; \quad (1.2)$$

Давление воздуха за компрессором:

$$P_2^* = \pi_K^* \cdot P_1^* = 18 \cdot 9.998 \cdot 10^4 = 1.8 \cdot 10^6 \text{ Па}; \quad (1.3)$$

Определим T_2^* (температуру воздуха за компрессором):

$$T_2^* = T_H^* \cdot (\pi_K^*)^{\frac{k_B-1}{k_B}} = 288 \cdot 18^{\frac{1.386-1}{1.386}} = 644.4 \text{ K}; \quad (1.4)$$

Работа, соответствующая изоэнтروпийному перепаду в компрессоре:

$$\begin{aligned} H_{\text{ок}}^* &= C_{p_B} \cdot T_1^* \cdot \left[(\pi_K^*)^{\frac{k_B-1}{k_B}} - 1 \right] = \\ &= 1030 \cdot 288 \cdot \left[18^{\frac{1.386-1}{1.386}} - 1 \right] = 3.671 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (1.5)$$

$\eta_{\text{к ад}} = 0.9$ — политропный КПД компрессора, его выбор для расчета обусловлен тем, что он мало зависит от степени повышения давления в компрессоре π_K^* .

Полезная работа в компрессоре:

$$H_K = \frac{H_{\text{ок}}^*}{\eta_{\text{к ад}}} = \frac{3.671 \cdot 10^5}{0.9} = 4.079 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \quad (1.6)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в камере сгорания $\sigma_{\text{кс}}^* = 0.98$;

Давление газа перед турбиной:

$$P_3^* = \sigma_{\text{кс}}^* \cdot P_2^* = 0.98 \cdot 1.8 \cdot 10^6 = 1.764 \cdot 10^6 \text{ Па}; \quad (1.7)$$

Принимаем коэффициент потерь полного давления в выходном устройстве ГТУ $\sigma_{\text{вых}}^* = 0.98$;

Давление газа за турбиной:

$$P_4^* = \frac{P_H^*}{\sigma_{\text{ВЫХ}}^*} = \frac{1.013 \cdot 10^5}{0.98} = 1.028 \cdot 10^5 \text{ Па}; \quad (1.8)$$

Степень расширения газа в турбине:

$$\pi_T^* = \frac{P_3^*}{P_4^*} = \frac{1.764 \cdot 10^6}{1.028 \cdot 10^5} = 17.15; \quad (1.9)$$

Примем следующие значения свойств газа, расширяющегося в турбине:

- Показатель изоэнтропы $k_T = 1.33$;
- Индивидуальная газовая постоянная $R_T = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;
- Теплоёмкость $C_{p_T} = 1161 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

Работа, соответствующая изоэнтропийному перепаду в турбине:

$$\begin{aligned} H_{\text{от}}^* &= c_{p_T} \cdot T_3^* \cdot \left[1 - (\pi_T^*)^{-\frac{k_T-1}{k_T}} \right] = \\ &= 1030 \cdot 1643 \cdot [1 - 17.15^{-0.2481}] = 9.652 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (1.10)$$

Принимаем политропный КПД турбины $\eta_{T \text{ пол}} = 0.87$;

Полезная работа в турбине:

$$H_T = H_{\text{от}}^* \cdot \eta_{T \text{ пол}} = 9.652 \cdot 10^5 \cdot 0.87 = 8.397 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \quad (1.11)$$

Температура газа за турбиной T_4^* определяется как:

$$T_4^* = T_3^* \cdot (\pi_T^*)^{-\frac{k_T-1}{k_T}} = 1643 \cdot 17.15^{-0.2481} = 811.8 \text{ К}; \quad (1.12)$$

Примем коэффициенты механических потерь в турбине и компрессоре $\eta_{\text{MT}} = 0.99$, $\eta_{\text{МК}} = 0.99$, тогда расход воздуха через компрессор:

$$G_B = \frac{N_e}{H_T \cdot \eta_{\text{MT}} - \frac{H_K}{\eta_{\text{МК}}}} = \frac{6.5 \cdot 10^7}{8.397 \cdot 10^5 \cdot 0.99 - \frac{4.079 \cdot 10^5}{0.99}} = 155 \text{ кг/с}; \quad (1.13)$$

Теплота с учетом потерь в камере сгорания:

$$\begin{aligned} Q'_1 &= c_{p_r} \cdot (T_3^* - T_2^*) = \\ &= 1161 \cdot (1643 - 644.4) = 1.16 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (1.14)$$

Примем КПД камеры сгорания $\eta_{\text{КС}} = 0.99$, тогда расход теплоты:

$$Q_1 = \frac{Q'_1}{\eta_{\text{КС}}} = \frac{1.16 \cdot 10^6}{0.99} = 1.171 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг}; \quad (1.15)$$

Эффективный КПД ГТУ:

$$\eta_e = \frac{H_T \cdot \eta_{\text{МТ}} - \frac{H_{\text{К}}}{\eta_{\text{МК}}}}{Q_1} = \frac{8.397 \cdot 10^5 \cdot 0.99 - \frac{4.079 \cdot 10^5}{0.99}}{1.171 \cdot 10^6} = 0.358; \quad (1.16)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{H_T \cdot \eta_{\text{МТ}} - \frac{H_{\text{К}}}{\eta_{\text{МК}}}}{H_T \cdot \eta_{\text{МТ}}} = \frac{8.397 \cdot 10^5 \cdot 0.99 - \frac{4.079 \cdot 10^5}{0.99}}{8.397 \cdot 10^5 \cdot 0.99} = 0.5044; \quad (1.17)$$

Относительное количество воздуха, содержащегося в продуктах сгорания за камерой сгорания:

$$\begin{aligned} g_{\text{В}} &= \frac{Q_p^{\text{н}} \cdot \eta_{\text{КС}} + h_{\text{Т}} + L_0 \cdot c_{p_{\text{В}}} \cdot t_2^* - (L_0 + 1) \cdot (c_{p_{\text{Г}}})_{\alpha=1} \cdot t_3^*}{c_{p_{\text{В}}} \cdot (t_3^* - t_2^*)} = \\ &= \frac{4.43 \cdot 10^7 \cdot 0.99 + 0 + 15 \cdot 1030 \cdot 371.3 - (15 + 1) \cdot 1200 \cdot 1370}{1030 \cdot (1370 - 1370)} = 22.64, \end{aligned} \quad (1.18)$$

где $Q_p^{\text{н}}$ — низшая теплота сгорания топлива ($Q_p^{\text{н}} = 4.43 \cdot 10^7 \text{ Дж/К}$);

$h_{\text{Т}}$ — энтальпия топлива (пренебрежимо мала);

$(C_{p_{\text{Г}}})_{\alpha=1}$ — удельная теплоемкость газа при $\alpha = 1$ ($(C_{p_{\text{Г}}})_{\alpha=1} = 1200 \text{ Дж/кг}$);

L_0 — стехиометрический коэффициент (принимается $L_0 = 15$).

Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{L_0 + g_b}{L_0} = \frac{15 + 22.64}{15} = 2.509; \quad (1.19)$$

Относительный расход топлива:

$$g_T = \frac{1}{\alpha \cdot L_0} = \frac{1}{2.509 \cdot 15} = 0.02657; \quad (1.20)$$

Примем допустимую температуру для стали: $T_{ст} = 1100$ К;

Относительный расход воздуха для охлаждения статора:

$$\begin{aligned} g_{охл}^c &= 0.11 + 0.25 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3^* - T_{ст}) = \\ &= 0.11 + 0.25 \cdot 10^{-4} \cdot (1643 - 1100) = 0.02358; \end{aligned} \quad (1.21)$$

Относительный расход воздуха для охлаждения ротора:

$$\begin{aligned} g_{охл}^p &= 0.08 + 0.22 \cdot 10^{-4} \cdot (T_3^* - T_{ст}) = \\ &= 0.08 + 0.22 \cdot 10^{-4} \cdot (1643 - 1100) = 0.09195; \end{aligned} \quad (1.22)$$

Общий относительный расход воздуха для охлаждения турбины:

$$g_{охл} = \sigma_{yT} \cdot (g_{охл}^c + g_{охл}^p) = 0.2 \cdot (0.02358 + 0.09195) = 0.02311; \quad (1.23)$$

Относительный расход охлаждающего воздуха по отношению к расходу воздуха через компрессор:

$$\begin{aligned} g'_{охл} &= \frac{(1 + g_T) \cdot g_{охл}}{1 + (1 + g_T) \cdot g_{охл}} = \\ &= \frac{(1 + 0.02657) \cdot 0.02311}{1 + (1 + 0.02657) \cdot 0.02311} = 0.02317; \end{aligned} \quad (1.24)$$

Расход топлива:

$$\begin{aligned} G_T &= g_T \cdot (1 - g'_{\text{охл}}) \cdot G_B = \\ &= 0.02657 \cdot (1 - 0.02317) \cdot 155 = 4.023 \text{ кг/с}; \end{aligned} \quad (1.25)$$

Коэффициент располагаемой мощности:

$$\Omega_{\text{рас}} = H_{\text{от}}^* \cdot \frac{G_B}{G_T} = 9.652 \cdot 10^5 \cdot \frac{155}{4.023} = 3.719 \cdot 10^7 \text{ Дж/кг}; \quad (1.26)$$

Удельная эффективная работа ГТУ:

$$\begin{aligned} H_e &= (1 + g_T) \cdot (1 - g'_{\text{охл}}) \cdot H_T \cdot \eta_{\text{MT}} - \frac{H_K}{\eta_{\text{МК}}} = \\ &= (1 + 0.02657) \cdot (1 - 0.02317) \cdot 8.397 \cdot 10^5 \cdot 0.99 - \frac{4.079 \cdot 10^5}{0.99} = \\ &= 4.299 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (1.27)$$

Коэффициент полезной мощности:

$$\Omega_{\text{пол}} = H_e^* \cdot \frac{G_B}{G_T} = 4.299 \cdot 10^5 \cdot \frac{155}{4.023} = 1.656 \cdot 10^7 \text{ Дж/кг}. \quad (1.28)$$

2 Вариантный расчет ГТУ на ЭВМ

Проведен расчет параметров рабочего процесса в характерных сечениях проточной части и основных характеристик ГТУ при различных значениях степени повышения давления и температуры газа перед турбиной, по результатам расчета построены графики: $H_e, \eta_e, \varphi = f(\pi_k^*, T_3^*)$.

2.1 Результаты расчета

Графики на рисунках 2.1, 2.2 и 2.3 отражают результаты расчета. Полные результаты расчета смотреть в Приложении Б.

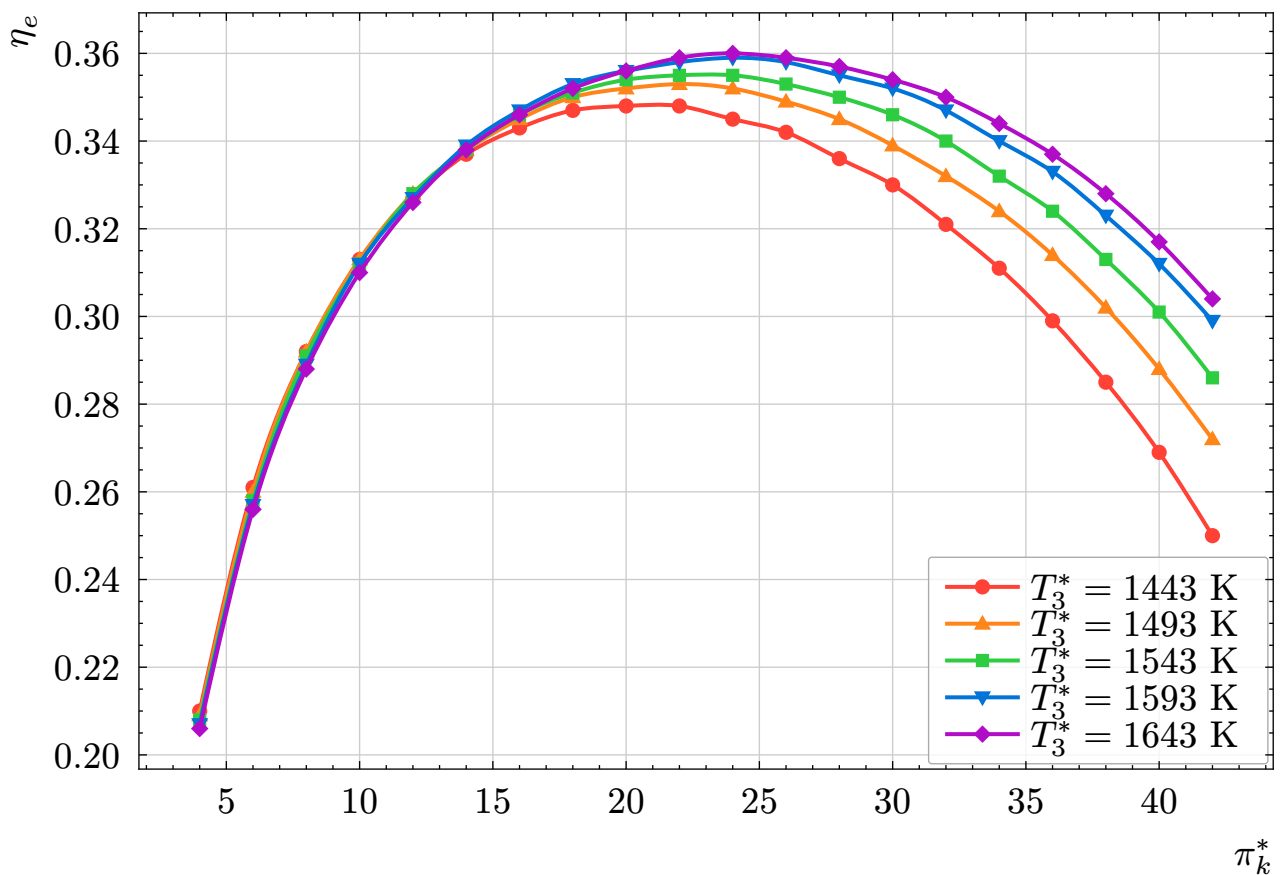


Рисунок 2.1 — Зависимость эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

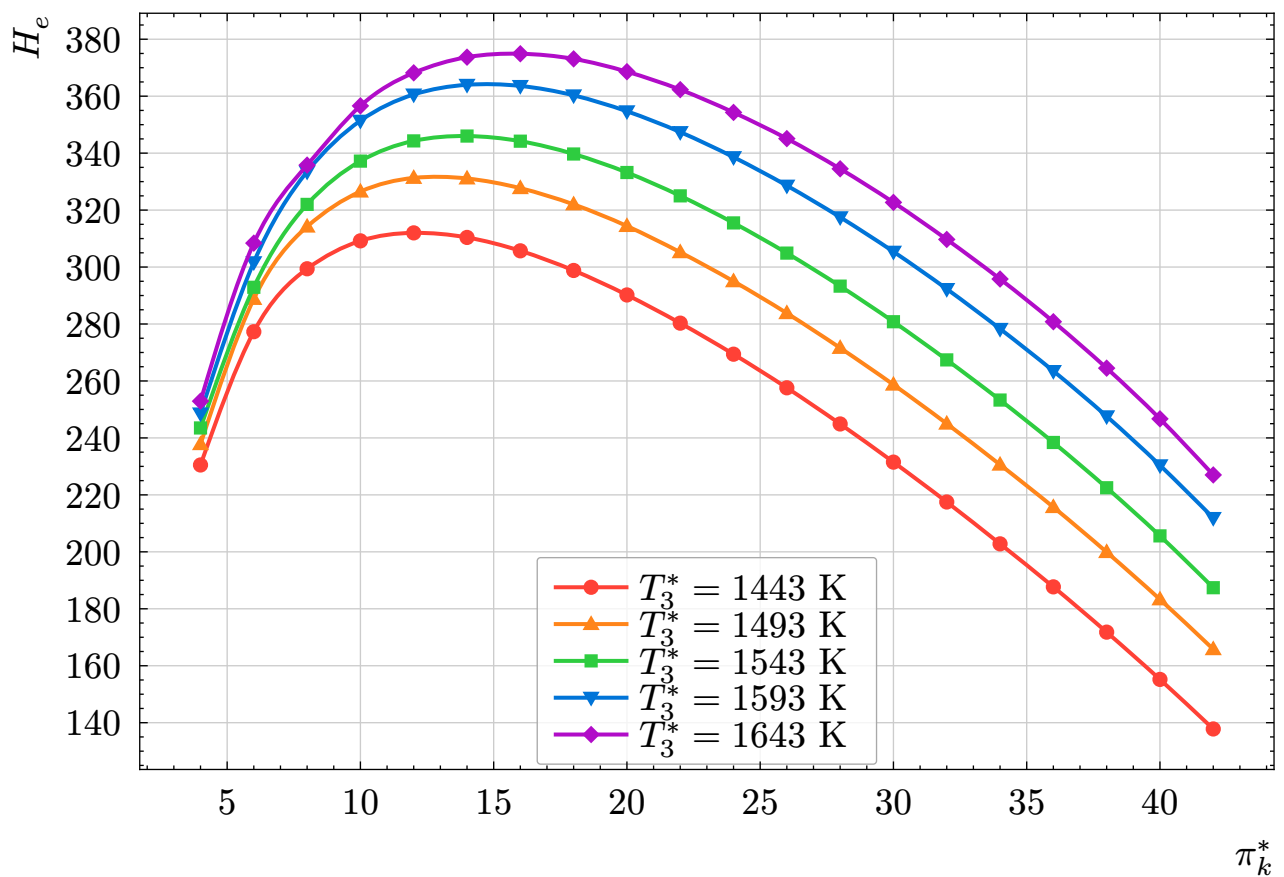


Рисунок 2.2 — Зависимость эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

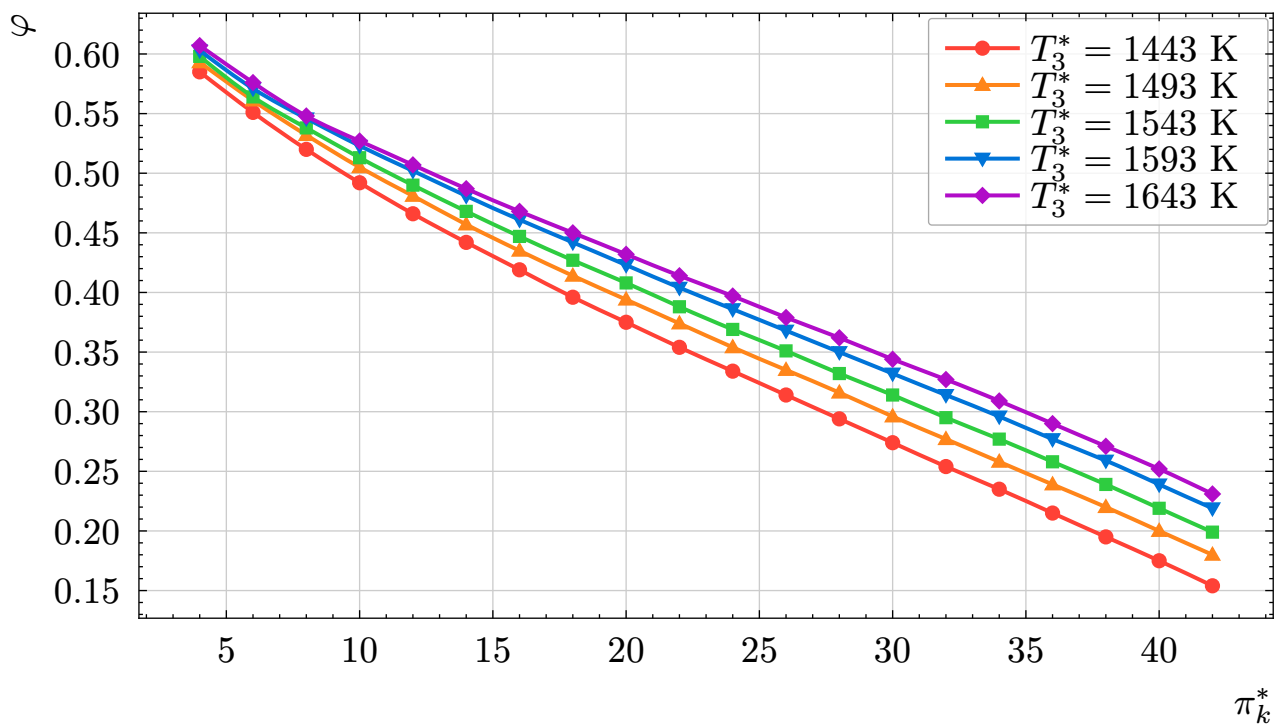


Рисунок 2.3 — Зависимость коэффициента полезной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре, при различных значениях температуры

2.2 Выбор степени повышения давления в компрессоре и начальной температуры газа перед турбиной

Максимальный КПД установки достигается при максимальной температуре газа перед турбиной – 1643 К. Жаростойкость материала лопаток турбины позволяет выдерживать такую температуру, поэтому в качестве входной температуры на турбину выбрана именно эта температура. Экстремум графика зависимости эффективного КПД ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_k^* = 24$ и $\eta_e = 0.360$. Выбор такой степени сжатия не оправдан, т. к. при нём слишком низкие значения эффективной удельной работы и коэффициента полезной работы. Экстремум графика зависимости эффективной удельной работы ГТУ от степени повышения давления в компрессоре наблюдается при $\pi_k^* = 16$, значение эффективного КПД ГТУ при этом $\eta_e = 0.346$. Коэффициент полезной работы ГТУ с увеличением степени повышения давления π_k^* монотонно уменьшается, однако уменьшение π_k^* с целью его увеличения нецелесообразно, поскольку величина коэффициента полезной работы ГТУ увеличивается незначительно, при этом снижается величина эффективного внутреннего КПД и эффективной удельной работы.

Таким образом, для дальнейших расчетов принимаем:

$$T_3^* = 1643 \text{ К}, \pi_k^* = 16.$$

3 Приближенный расчет осевого компрессора

Расчет производится в соответствии со схематическими продольными разрезами на рисунке 3.1 и рисунке 3.2 по методике из пособия [2].

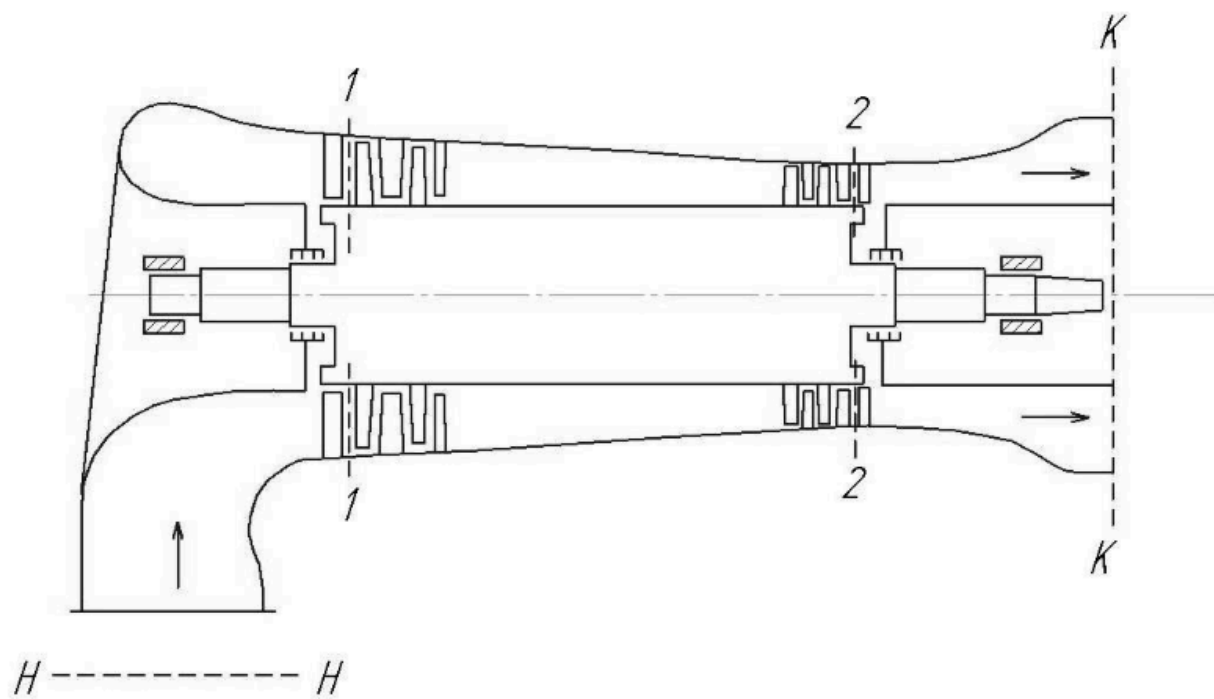


Рисунок 3.1 — Схема многоступенчатого осевого компрессора

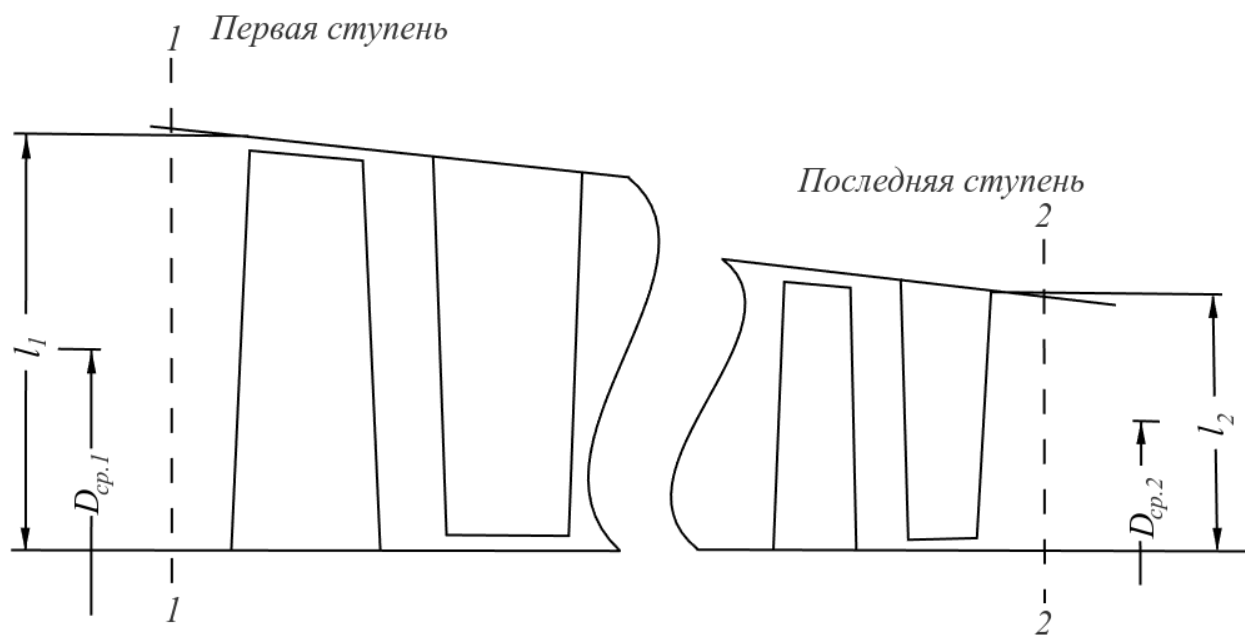


Рисунок 3.2 — Схема первой и последней ступеней компрессора

При приближенном расчете осевого компрессора основными расчетными сечениями являются: сечение 1-1 на входе в первую ступень и сечение 2-2 на выходе из последней ступени (рис. 3.1). Определим параметры P и T в этих двух сечениях:

Давление воздуха в сечении 1-1:

$$P_1^* = \sigma_{\text{вх}}^* \cdot P_{\text{н}} = 0.99 \cdot 1.013 \cdot 10^5 = 1.003 \cdot 10^5 \text{ Па}, \quad (3.1)$$

где $\sigma_{\text{вх}}^*$ — коэффициент уменьшения полного давления во входной части компрессора (принимаем $\sigma_{\text{вх}}^* = 0.99$).

Температура в сечении 1-1:

$$T_1^* = T_{\text{н}} = 288 \text{ К}; \quad (3.2)$$

Давление воздуха в сечении К-К:

$$P_{\text{к}}^* = P_{\text{н}} \cdot \pi_{\text{к}}^* = 1.013 \cdot 10^5 \cdot 16 = 1.621 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (3.3)$$

где $\pi_{\text{к}}^*$ — степень повышения давления компрессора (из первичного расчета $\pi_{\text{к}}^* = 16$).

Давление в сечении 2-2:

$$P_2^* = \frac{P_{\text{к}}^*}{\sigma_{\text{вых}}^*} = \frac{1.621 \cdot 10^6}{0.98} = 1.654 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (3.4)$$

где $\sigma_{\text{вых}}^*$ — коэффициент уменьшения полного давления в выходной части компрессора (принимаем $\sigma_{\text{вых}}^* = 0.98$).

Значение плотностей:

$$\rho_1 = \frac{P_1^*}{R_{\text{в}} \cdot T_1^*} = \frac{1.003 \cdot 10^5}{287 \cdot 288} = 1.213 \text{ кг/м}^3; \quad (3.5)$$

Примем КПД компрессора $\eta_{\text{ад}}^* = 0.88$, тогда:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} = 1.213 \left(\frac{1.654 \cdot 10^6}{1.003 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1.434}} = 8.562 \text{ кг/м}^3, \quad (3.6)$$

где n — показатель политропы определяется из равенства:

$$\begin{aligned} \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} \cdot \eta_{\text{ад}}^* &= \frac{n}{n - 1} \\ \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 0.9 &= \frac{n}{n - 1} \Rightarrow n = 1.434; \end{aligned} \quad (3.7)$$

Примем величины осевой составляющей абсолютных скоростей в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно $C_{z_1} = 140$ м/с и $C_{z_2} = 120$ м/с. Втулочное отношение выберем $\nu_1 = D_{\text{вт}_1}/D_{\text{н}_1} = 0.5$. Расход воздуха $G_{\text{в}} = 155$ кг/с.

Из уравнения расхода первой ступени выразим значение наружного диаметра на входе в компрессор:

$$G_{\text{в}} = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{н}_1}^2 - D_{\text{вт}_1}^2) \cdot C_{z_1} = \rho_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot D_{\text{н}_1}^2 \cdot C_{z_1}, \quad (3.8)$$

откуда,

$$\begin{aligned} D_{\text{н}_1} &= \sqrt{\frac{4G_{\text{в}}}{\rho_1 \cdot \pi \cdot (1 - \nu_1^2) \cdot C_{z_1}}} = \\ &= \sqrt{\frac{4 \cdot 155}{1.213 \cdot \pi \cdot (1 - 0.5^2) \cdot 140}} = 1.245 \text{ м}; \end{aligned} \quad (3.9)$$

Диаметр втулки первой ступени:

$$D_{\text{вт}_1} = \nu_1 \cdot D_{\text{н}_1} = 0.5 \cdot 1.245 = 0.6223 \text{ м}; \quad (3.10)$$

Средний диаметр первой ступени:

$$D_{cp1} = \frac{D_{H1} + D_{BT1}}{2} = \frac{1.245 + 0.6223}{2} = 0.9335 \text{ м}; \quad (3.11)$$

Длина рабочей лопатки первой ступени:

$$l_1 = \frac{D_{H1} - D_{BT1}}{2} = \frac{1.245 - 0.6223}{2} = 0.3112 \text{ м}; \quad (3.12)$$

Размеры проходного сечения 2-2:

$$F_2 = \frac{G_B}{C_{z2} \cdot \rho_2} = \frac{155}{120 \cdot 8.562} = 0.1509 \text{ м}^2; \quad (3.13)$$

Принимаем в проточной части $D_{cp} = \text{const}$, тогда:

$$\nu_2 = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 - F_2}{\pi \cdot D_{cp}^2 + F_2} = \frac{\pi \cdot 0.9335^2 - 0.1509}{\pi \cdot 0.9335^2 + 0.1509} = 0.8955; \quad (3.14)$$

Длина рабочей лопатки на последней ступени:

$$\begin{aligned} l_2 &= (1 - \nu_2) \sqrt{\frac{F_2}{\pi(1 - \nu_2^2)}} = \\ &= (1 - 0.8955) \sqrt{\frac{0.1509}{\pi(1 - 0.8955^2)}} = 0.05145 \text{ м}; \end{aligned} \quad (3.15)$$

Для обеспечения требуемой частоты вращения необходимо задать окружную скорость на наружном диаметре первой ступени $u_{H1} = 354.6 \text{ м/с}$, тогда:

$$n = \frac{60 \cdot u_{H1}}{\pi \cdot D_{H1}} = \frac{60 \cdot 354.6}{\pi \cdot 1.245} = 5441 \text{ об/мин.} \quad (3.16)$$

Таким образом, для соединения вала турбоагрегата с валом генератора необходимо использовать редуктор, понижающий обороты до 3000 об/мин, передаточное отношение которого $Z = 3000/5441$.

Адиабатический напор в проточной части компрессора по полным параметрам:

$$\begin{aligned} H_{\text{ад. пр. ч.}}^* &= \frac{k_B}{k_B - 1} \cdot R_B \cdot T_1^* \cdot \left[\left(\frac{P_2^*}{P_1^*} \right)^{\frac{k_B - 1}{k_B}} - 1 \right] = \\ &= \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 287 \cdot 288 \cdot \left[\left(\frac{1.654 \cdot 10^6}{1.003 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1.386 - 1}{1.386}} - 1 \right] = 3.511 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \end{aligned} \quad (3.17)$$

Приближенная величина теоретического напора или удельная работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха:

$$H_K^* = \frac{H_{\text{ад. пр. ч.}}^*}{\eta_{\text{ад}}} = \frac{3.511 \cdot 10^5}{0.92} = 3.816 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \quad (3.18)$$

Выберем средний теоретический напор $h_{\text{ср}} = 2.5 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг}$.

Число ступеней компрессора:

$$i = \left\lceil \frac{H_K^*}{h_{\text{ср}}} \right\rceil = \left\lceil \frac{3.816 \cdot 10^5}{2.5 \cdot 10^4} \right\rceil = 16; \quad (3.19)$$

Теоретический напор в первой ступени:

$$h_1 = (0.6...0.7) \cdot h_{\text{ср}} = 0.65 \cdot 2.5 \cdot 10^4 = 1.625 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг}; \quad (3.20)$$

Теоретический напор в средних ступенях:

$$h_{\text{ср. ст.}} = (1.1...1.2) \cdot h_{\text{ср}} = 1.063 \cdot 2.5 \cdot 10^4 = 2.658 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг}; \quad (3.21)$$

Теоретический напор в последней ступени:

$$h_{\pi} = (0.95...1) \cdot h_{\text{ср}} = 1 \cdot 2.5 \cdot 10^4 = 2.5 \cdot 10^4 \text{ Дж/кг}; \quad (3.22)$$

Считая рост напора в ступенях от и его падение в ступенях линейным, изобразим распределение напора на рисунке 3.3:

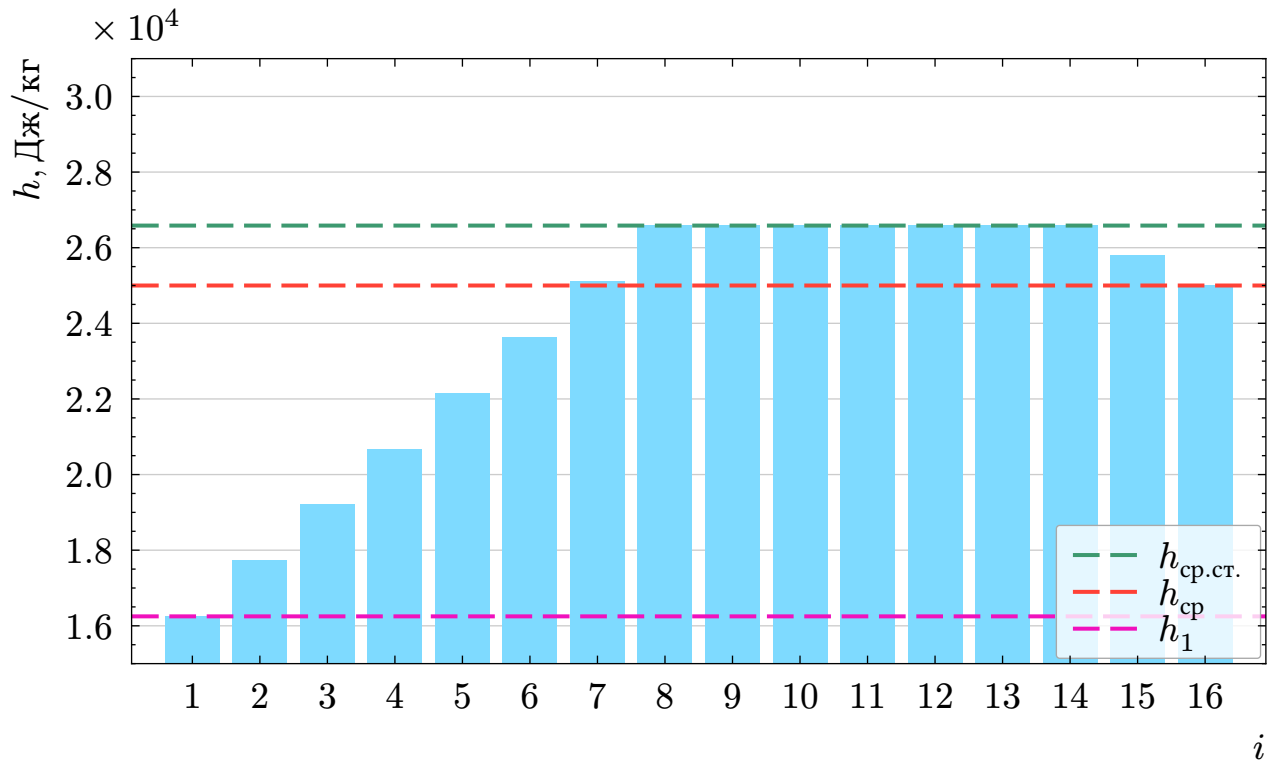


Рисунок 3.3 — Распределение теоретического напора по ступеням компрессора

В результате распределения напоров соблюдается условие:

$$\sum h_i = H_k^* = 3.816 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}. \quad (3.23)$$

Уточняем величину окружной скорости на среднем диаметре первой ступени:

$$u_{\text{ср}1} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}1} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0.9335 \cdot 5441}{60} = 265.9 \text{ м/с}; \quad (3.24)$$

Производим расчет первой ступени по среднему диаметру:

Коэффициент расхода на среднем диаметре:

$$\varphi = \frac{C_{z_1}}{u_{cp1}} = \frac{140}{265.9} = 0.5264; \quad (3.25)$$

Коэффициент теоретического напора:

$$\bar{h}_1 = \frac{h_1}{u_{cp1}^2} = \frac{1.625 \cdot 10^4}{265.9^2} = 0.2298; \quad (3.26)$$

Отношение:

$$\frac{\bar{h}_1}{\varphi} = \frac{0.2298}{0.5264} = 0.4365; \quad (3.27)$$

Зададим степень реактивности $\Omega = 0.5$ и найдем:

$$\frac{\Omega}{\varphi} = \frac{0.5}{0.5264} = 0.9498; \quad (3.28)$$

По графику на рисунке 3.4 находим $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1} = 0.6508;$

Коэффициент:

$$J = \frac{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)}{\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}} = \frac{0.4365}{0.6508} = 0.6707; \quad (3.29)$$

Пользуясь графиком на рисунке 3.5 определяем $\frac{b}{t} = \frac{1}{1.753} \rightarrow \frac{t}{b} = 1.753.$

При постоянной вдоль радиуса хорде относительный шаг у втулки первой ступени:

$$\left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт}} = \frac{t}{b} \cdot \frac{D_{\text{вт1}}}{D_{\text{cp1}}} = 1.753 \cdot \frac{0.6223}{0.9335} = 1.169. \quad (3.30)$$

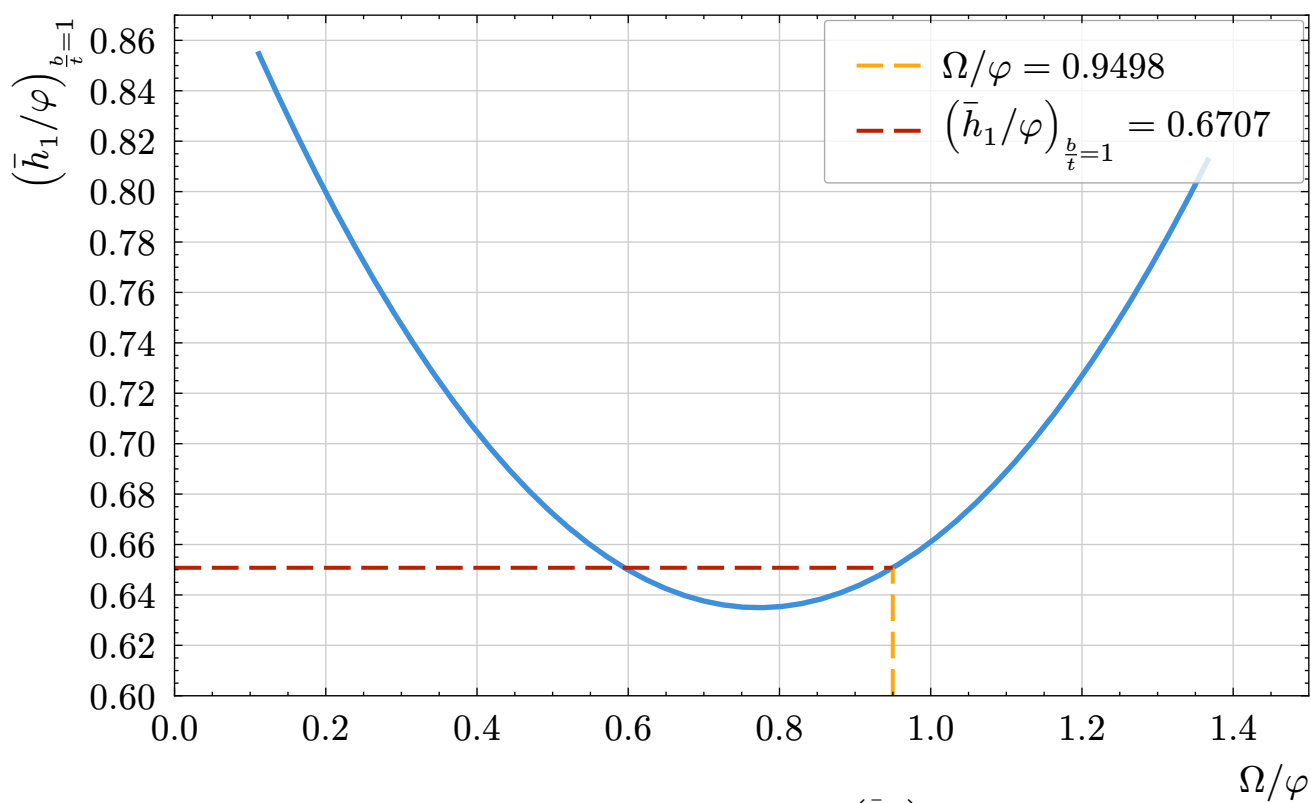


Рисунок 3.4 — график зависимости $\left(\frac{\bar{h}_1}{\varphi}\right)_{\frac{b}{t}=1}$ от $\frac{\Omega}{\varphi}$

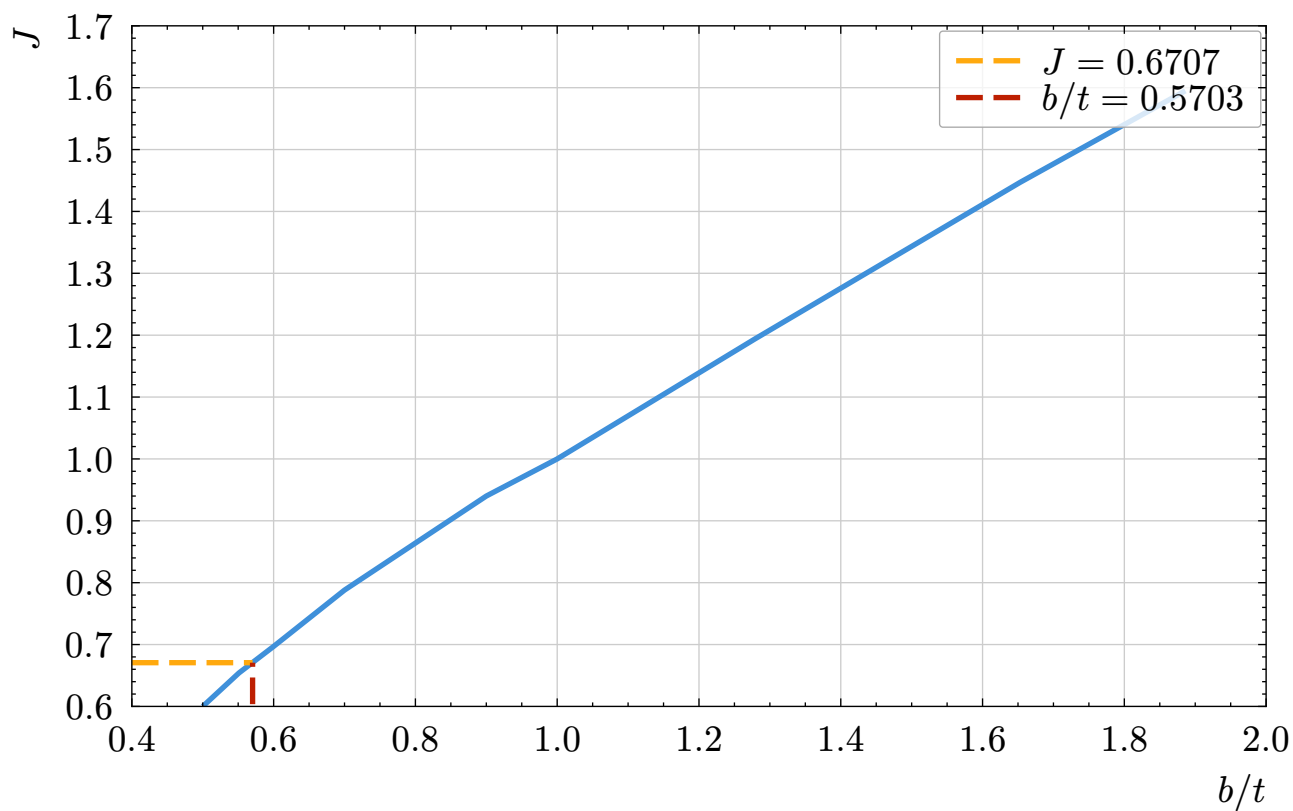


Рисунок 3.5 — график зависимости коэффициента J от густоты решетки

Окружные скорости на входе и на выходе из рабочего колеса принимаем одинаковыми, т. е. $u_{\text{ср}_1} = u_{\text{ср}_2} = u = 265.9 \text{ м/с}$.

Проекция абсолютной скорости на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$\begin{aligned} C_{u_1} &= u(1 - \Omega) - \frac{h_1}{2u} = \\ &= 265.9 \cdot (1 - 0.5) - \frac{1.625 \cdot 10^4}{2 \cdot 265.9} = 102.4 \text{ м/с}; \end{aligned} \quad (3.31)$$

На выходе из рабочего колеса:

$$\begin{aligned} C_{u_2} &= u(1 - \Omega) + \frac{h_1}{2u} = \\ &= 265.9 \cdot (1 - 0.5) + \frac{1.625 \cdot 10^4}{2 \cdot 265.9} = 163.5 \text{ м/с}; \end{aligned} \quad (3.32)$$

Абсолютная скорость на входе в рабочее колесо:

$$C_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + C_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + 120^2} = 173.5 \text{ м/с}; \quad (3.33)$$

Угол наклона вектора абсолютной скорости на входе в рабочее колесо:

$$a_1 = \text{arcctg} \left(\frac{C_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{102.4}{140} \right) = 53.81^\circ; \quad (3.34)$$

Температура воздуха перед рабочим колесом:

$$T_1 = T_1^* - \frac{C_1^2}{2 \cdot \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{в}} - 1} \cdot R_{\text{в}}} = 288 - \frac{173.5^2}{2 \cdot \frac{1.386}{1.386 - 1} \cdot 287} = 273.4\text{K}; \quad (3.35)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на входе в рабочее колесо:

$$W_{u_1} = C_{u_1} - u = 102.4 - 265.9 = -163.5 \text{ м/с}; \quad (3.36)$$

Относительная скорость на входе в колесо:

$$W_1 = \sqrt{C_{z_1}^2 + W_{u_1}^2} = \sqrt{140^2 + (-163.5)^2} = 215.3 \text{ м/с}; \quad (3.37)$$

Число Маха по относительной скорости на входе в рабочее колесо первой ступени:

$$M_{W_1} = \frac{W_1}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1}} = \frac{215.3}{\sqrt{1.386 \cdot 287 \cdot 273.4}} = 0.6527; \quad (3.38)$$

Наклон входной относительной скорости при отсчете от отрицательного направления оси u характеризуется углом β :

$$\beta_1 = \text{arcctg} \left(\frac{W_{u_1}}{C_{z_1}} \right) = \text{arcctg} \left(\frac{-163.5}{140} \right) = 40.57^\circ; \quad (3.39)$$

Уменьшение осевой составляющей скорости в одной ступени:

$$\Delta C_z = \frac{C_{z_1} - C_{z_2}}{i} = \frac{140 - 120}{16} = 1.25 \text{ м/с}; \quad (3.40)$$

Осевая составляющая скорости на выходе из рабочего колеса первой ступени:

$$C_{z_2} = C_{z_1} - \frac{\Delta C_z}{2} = 140 - \frac{1.25}{2} = 139.4 \text{ м/с}; \quad (3.41)$$

Абсолютная скорость на выходе в рабочее колесо:

$$C_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + C_{u_2}^2} = \sqrt{139.4^2 + 163.5^2} = 214.9 \text{ м/с}; \quad (3.42)$$

Угол наклона вектора для построения треугольников скоростей:

$$a_2 = \text{arctg} \left(\frac{C_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{163.5}{139.4} \right) = 40.44^\circ; \quad (3.43)$$

Проекция относительной скорости W на окружное направление входной скорости на выходе из рабочего колеса:

$$W_{u_2} = C_{u_2} - u = 163.5 - 265.9 = -102.4 \text{ м/с}; \quad (3.44)$$

Относительная скорость на выходе из колеса:

$$W_2 = \sqrt{C_{z_2}^2 + W_{u_2}^2} = \sqrt{120^2 + (-102.4)^2} = 173 \text{ м/с}; \quad (3.45)$$

Наклон выходной относительной скорости:

$$\beta_2 = \text{arctg} \left(\frac{W_{u_2}}{C_{z_2}} \right) = \text{arctg} \left(\frac{-102.4}{120} \right) = 53.69^\circ; \quad (3.46)$$

Угол поворота в решетке рабочего колеса:

$$\varepsilon = \beta_2 - \beta_1 = 53.69^\circ - 40.57^\circ = 13.12^\circ; \quad (3.47)$$

Коэффициент расхода на внешнем диаметре:

$$\varphi_H = \frac{C_{z_1}}{u_{H_1}} = \frac{140}{354.6} = 0.3948; \quad (3.48)$$

Проверка числа Маха по средней относительной скорости на внешнем диаметре первой ступени:

$$M_{W_c} = u_{H_1} \cdot \frac{\sqrt{1 + \varphi_H^2}}{\sqrt{k_B \cdot R_B \cdot T_1^*}} = 354.6 \cdot \frac{\sqrt{1 + 0.3948^2}}{\sqrt{1.386 \cdot 287 \cdot 288}} = 1.126; \quad (3.49)$$

Сверхзвуковое число M_{W_c} свидетельствует о необходимости профилирования лопаточного аппарата первой ступени турбины по закону $\Omega = \text{const}$ вдоль радиуса.

На рисунке 3.6 приведён построенный по полученным данным треугольник скоростей:

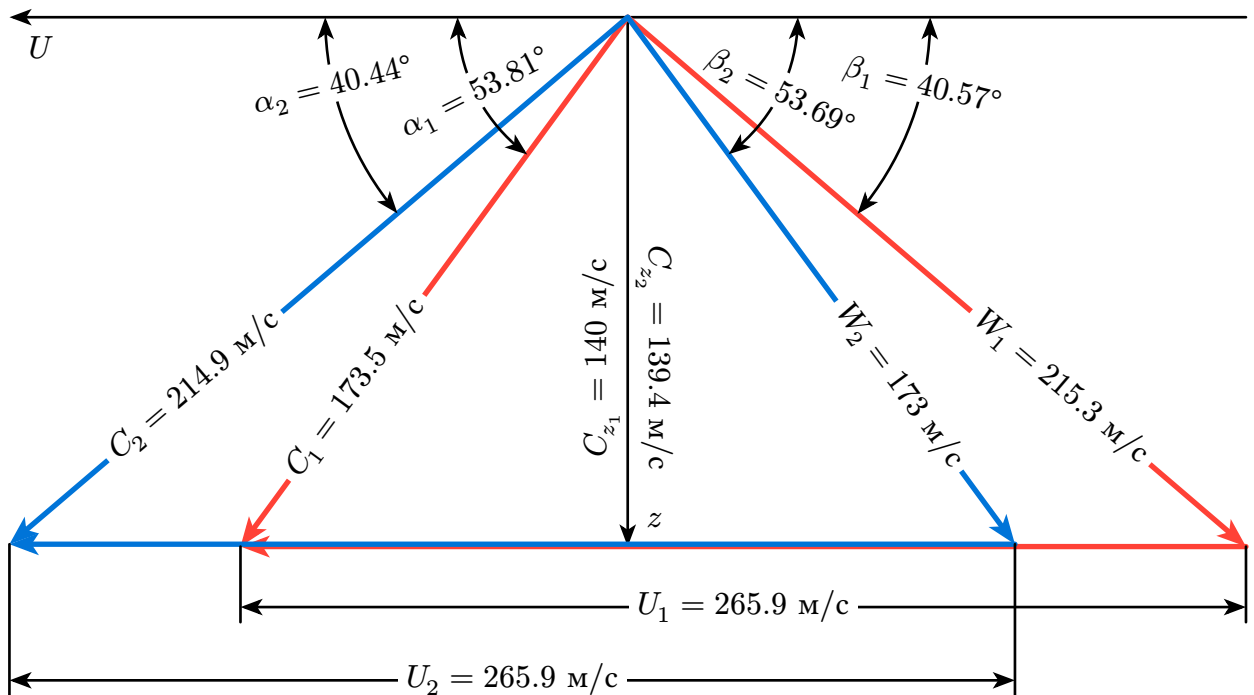


Рисунок 3.6 — Треугольник скоростей на среднем диаметре первой ступени компрессора

4 Расчет турбины

4.1 Исходные данные для расчета

По методическим указаниям [3] произведем расчет параметров турбины. Из ранее полученных результатов мы получили основные значения для предварительного расчета турбины.

1. Полное давление и полная температура на входе в турбину:

$$P_0^* = \sigma_{\text{КС}}^* \cdot P_{\text{К}}^*, \text{ МПа}, \quad (4.1)$$

где $P_{\text{К}}^*$ — давление на выходе из компрессора (найденно в разделе 2,
 $P_{\text{К}}^* = 1.621 \cdot 10^6 \text{ Па}$);

$\sigma_{\text{КС}}$ — коэффициент потерь полного давления в камере сгорания,
заданное при расчете в программе A2GTP ($\sigma_{\text{КС}} = 0.98$);

$$P_0^* = 0.98 \cdot 1.621 \cdot 10^6 = 1.588 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$T_0^* = 1643 \text{ К}.$$

2. Рабочее тело — газ со следующими характеристиками [4]:

— Газовая постоянная: $R_{\text{Г}} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

— Показатель изобары: $k_{\text{Г}} = 1.33$;

— Изобарная теплоемкость при заданной температуре и давлении перед турбиной: $C_{p_{\text{Г}}} = 1161 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$.

3. Мощность проектируемой турбины $N_{\text{Т}}$:

$$N_{\text{Т}} = N_{\text{е}} + N_{\text{К}} = 6.5 \cdot 10^7 + 5.916 \cdot 10^7 = 1.242 \cdot 10^8 \text{ Вт}, \quad (4.2)$$

где $N_{\text{К}}$ — мощность, потребляемая компрессором:

$$N_{\text{К}} = H_{\text{К}}^* \cdot G_{\text{в}} = 3.816 \cdot 10^5 \cdot 155 = 5.916 \cdot 10^7 \text{ Вт}. \quad (4.3)$$

4. Номинальный расход газа $G_{\text{Г}} = 159 \text{ кг/с}$;

5. Частота вращения турбины $n = 5441 \text{ об/мин}$;

6. Адиабатный КПД процесса расширения $\eta_{\text{ад. т.}} = 0.91$;

7. Безразмерная скорость потока за турбиной $\lambda_{c_{2т}} = 0.6$;
8. Угол выхода потока из последней ступени турбины $\alpha_{2т} = 90^\circ$;
9. Коэффициент, учитывающий механические потери и потери от утечек рабочего тела $k_N = 1.04$.

4.2 Предварительный расчет турбины

Удельная внутренняя мощность турбины:

$$H_{yt} = k_N \cdot \frac{N_t}{G_t} = 1.04 \cdot \frac{1.242 \cdot 10^8}{159} = 8.119 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \quad (4.4)$$

Температурный перепад на турбину по параметрам торможения:

$$\Delta T_t^* = \frac{H_{yt}}{c_{p_r}} = \frac{8.119 \cdot 10^5}{1161} = 699.4 \text{ К}; \quad (4.5)$$

Температура торможения за турбиной:

$$T_{2т}^* = T_0^* - \Delta T_t^* = 1643 - 699.4 = 943.6 \text{ К}; \quad (4.6)$$

Критическая скорость потока газа, выходящего из турбины:

$$\alpha_{кр2} = \sqrt{2 \frac{k_r}{k_r + 1} R_r T_{2т}^*} = \sqrt{2 \cdot \frac{1.33}{1.33 + 1} \cdot 287 \cdot 943.6} = 556 \text{ м/с}; \quad (4.7)$$

Скорость потока газа за турбиной:

$$c_{2т} = \lambda_{c_{2т}} \cdot \alpha_{кр2} = 0.6 \cdot 556 = 333.6 \text{ м/с}; \quad (4.8)$$

Адиабатный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{ад.т.} = H_{yt} + \frac{C_{2т}^2}{2} = 8.119 \cdot 10^5 + \frac{333.6^2}{2} = 8.676 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \quad (4.9)$$

Изоэнтروпийный перепад энтальпий на турбину:

$$H_{от} = \frac{H_{ад.т.}}{\eta_{ад.т.}} = \frac{8.676 \cdot 10^5}{0.91} = 9.534 \cdot 10^5 \text{ Дж/кг}; \quad (4.10)$$

Температура в потоке за турбиной при изоэнтропийном процессе расширения:

$$T_{2t_T}^* = T_0^* - \frac{H_{от}}{c_{p_r}} = 1643 - \frac{9.534 \cdot 10^5}{1161} = 821.8 \text{ К}; \quad (4.11)$$

Давление в потоке за турбиной:

$$P_{2т} = P_0^* \left(\frac{T_{2t_T}^*}{T_0^*} \right)^{\frac{k_r}{k_r-1}} = 1.588 \cdot 10^6 \left(\frac{821.8}{1643} \right)^{4.03} = 9.736 \cdot 10^4 \text{ Па}; \quad (4.12)$$

Температура в потоке за турбиной:

$$T_{2т} = T_{2т}^* - \frac{C_{2т}^2}{2c_{p_r}} = 943.6 - \frac{333.6}{2 \cdot 1161} = 895.7 \text{ К}; \quad (4.13)$$

Плотность в потоке за турбиной:

$$\rho_{2т} = \frac{P_{2т}}{R_r \cdot T_{2т}} = \frac{9.736 \cdot 10^4}{287 \cdot 895.7} = 0.3787 \text{ кг/м}^3; \quad (4.14)$$

Площадь сечения на выходе из рабочего колеса последней ступени:

$$F_{2т} = \frac{G_r}{\rho_{2т} \cdot c_{2т} \cdot \sin(\alpha_{2т})} = \frac{159}{0.3787 \cdot 333.6 \cdot \sin(90^\circ)} = 1.259 \text{ м}^2; \quad (4.15)$$

Напряжения в корневом сечении рабочей лопатки:

$$\begin{aligned}\sigma_p &= 0.89 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \cdot F_{2\tau} = \\ &= 0.89 \cdot 10^{-5} \cdot 5441 \cdot 1.259 = 3.316 \cdot 10^8 \text{ Па};\end{aligned}\quad (4.16)$$

Выберем материал для лопаток — сталь ЭИ437Б [5], для которой предел длительной прочности $[\sigma_{500}] = 6.1 \cdot 10^8 \text{ Па}$ и находим коэффициент запаса прочности:

$$K_{\text{пр}} = \frac{[\sigma_{500}]}{\sigma_p} = \frac{6.1 \cdot 10^8}{3.316 \cdot 10^8} = 1.839, \quad (4.17)$$

коэффициент запаса имеет значение в допустимых пределах $K_{\text{пр}} \geq 1.5$, следовательно, условие прочности выполняется.

Далее следует выбрать средний диаметр. Его выбирают, ориентируясь на диаметральные габариты компрессора и камеры сгорания, и таким образом, чтобы окружная скорость на среднем диаметре не превышала 500 м/с. Если она меньше 300 м/с, то следует увеличить диаметр или частоту вращения ротора.

Для данного расчета примем $d_{2\tau} = 1.333 \text{ м}$. Тогда окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса последней ступени:

$$u_2 = \frac{\pi \cdot d_{2\tau} \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 1.333 \cdot 5441}{60} = 379.7 \text{ м/с}; \quad (4.18)$$

Высота лопаток последней ступени:

$$l_2 = \frac{F_{2\tau}}{\pi \cdot d_{2\tau}} = \frac{1.259}{\pi \cdot 1.333} = 0.3006 \text{ м}, \quad (4.19)$$

в результате чего параметр $\frac{d_{2\tau}}{l_2}$:

$$\frac{d_{2\tau}}{l_2} = \frac{1.333}{0.3006} = 4.435; \quad (4.20)$$

Примем число ступеней турбины $m = 4$. Тогда характерный напорный параметр Y равен:

$$Y = \sqrt{\frac{\sum u_2^2}{2H_{\text{от}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 379.7^2}{2 \cdot 9.534 \cdot 10^5}} = 0.55, \quad (4.21)$$

что соответствует рекомендованным значениям (0.5...0.6).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе проведен расчет параметров ГТУ: тепловой расчет, расчет компрессорной части, расчет турбинной части.

В результате теплового расчета была выявлена оптимальная температура перед турбиной $T_3^* = 1643$ К. Были получены оптимальные параметры $\eta_e = 0.35$ и $\pi_k^* = 16$.

После проведения расчета был получен 16-ступенчатый компрессор со степенью сжатия $\pi_k^* = 16$, габаритными параметрами $D_{ср1} = 933$ мм, $D_{н1} = 1245$ мм, $D_{вт} = 622$ мм. Для наглядности был построен треугольник скоростей для последней ступени компрессора.

Подводя итог расчета турбинной части, была получена 4-ступенчатая турбина. Высота последней лопатки $l_2 = 301$ мм. Средний диаметр рабочих лопаток $d_{2т} = 1.333$ м.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Барсков В.В. и др. Стационарные газотурбинные установки. Технические характеристики. Расчет тепловых схем: учебное пособие. 2023.
2. Ю.С.Подобуев. Приближенный расчет осевого компрессора. 1981.
3. Лапшин К.Л. Математические модели проточных частей в проектировочных газодинамических расчётах осевых тепловых турбин на ЭВМ: учебное пособие.. 2-е изд. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, 2014.
4. Лапшин К.Л., Оленников С.Ю. Выбор параметров рабочего процесса газотурбинного двигателя с использованием ЭВМ. ЛПИ, 1988.
5. Локай В.И., МаксUTOва М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов. Машиностроение, 1979. сс. 430–431.
6. Цанев С.В. и др. Газотурбинные энергетические установки. Издательский дом МЭИ, 2011.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Схема ГТЭ-65, являющейся прототипом, взята из пособия [6].

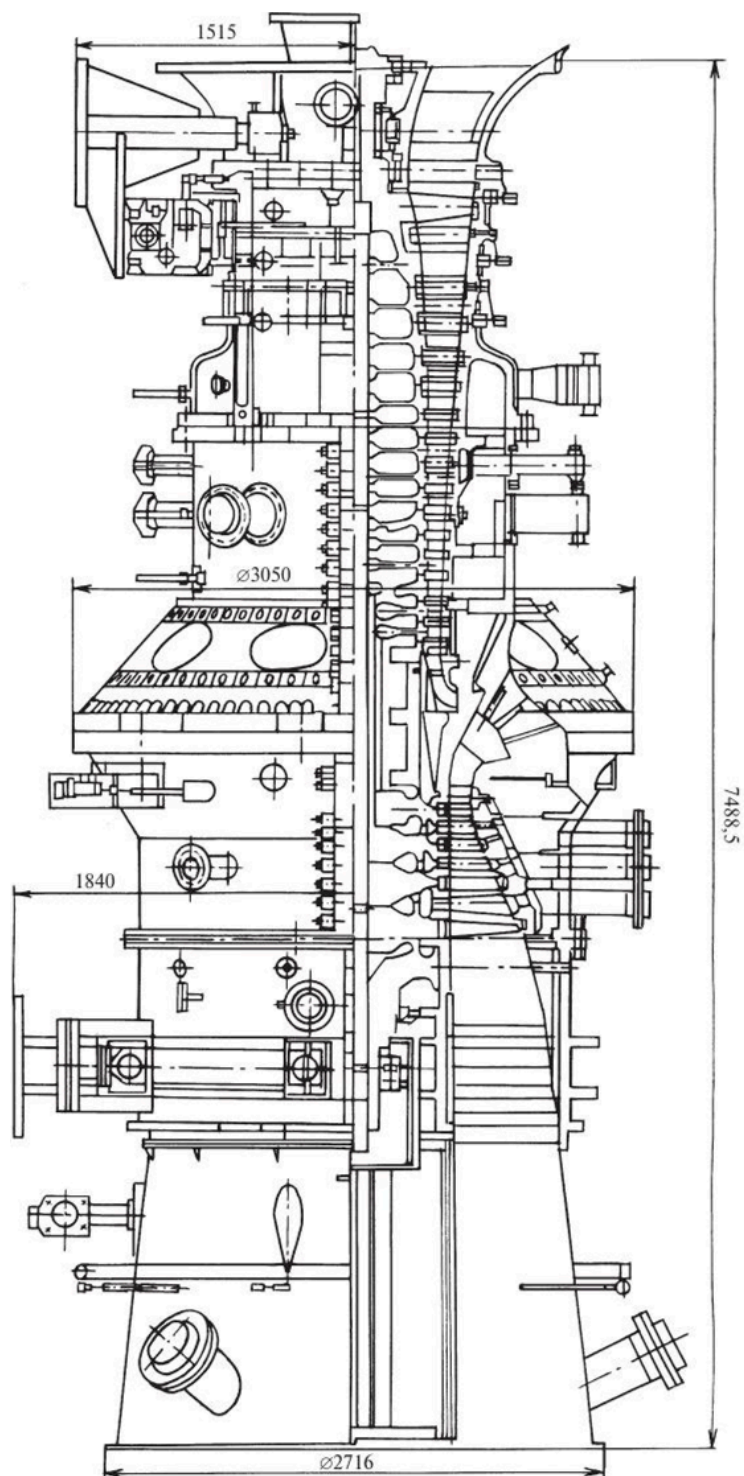


Рисунок 4.1 — Схематическое изображение прототипа — ГТЭ-65

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

1) $T_3^* = 1443 \text{ K}$:

Программа A2GTP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K., gr.3231303/20001, 01.10.2025

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3*=1443.0K TH=288.0K PH= .1013МПа
2 МЮ= .000 TCT=1100.0K ДТВ= .0K НОСР=300.0кДж/кг
3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .70 УТОХЛ=1.02
4 СИГВХ= .987 СИГВТ= 1.000 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ=1.000

5 Значения ПИК:

4.0	6.0	8.0	10.0	12.0	14.0	16.0	18.0	20.0	22.0
24.0	26.0	28.0	30.0	32.0	34.0	36.0	38.0	40.0	42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890	.882	.874	.866	.858	.850	.842	.834	.826	.818
.810	.802	.794	.786	.778	.770	.762	.754	.746	.738

7 Задан политропный к.п.д. турбины КПДТП= .870

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

----- Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	T6	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	444.4	444.4	1253.5	1366.8	1103.2	1076.6	1076.6	3.8
6.00	504.0	504.0	504.0	1252.4	1366.8	1013.5	997.1	997.1	5.7
8.00	551.5	551.5	551.5	1252.4	1366.8	953.2	941.7	941.7	7.6
10.00	591.7	591.7	591.7	1252.4	1366.8	908.2	899.5	899.5	9.5
12.00	627.2	627.2	627.2	1252.4	1366.8	872.6	865.6	865.6	11.4
14.00	659.3	659.3	659.3	1252.4	1366.8	843.3	837.5	837.5	13.3
16.00	688.9	688.9	688.9	1252.4	1366.8	818.4	813.5	813.5	15.2
18.00	716.6	716.6	716.6	1252.4	1366.8	797.0	792.7	792.7	17.1
20.00	742.8	742.8	742.8	1252.4	1366.8	778.1	774.3	774.3	19.1
22.00	767.8	767.8	767.8	1252.4	1366.8	761.2	757.8	757.8	21.0
24.00	791.7	791.7	791.7	1252.4	1366.8	746.0	743.0	743.0	22.9
26.00	814.8	814.8	814.8	1252.4	1366.8	732.2	729.5	729.5	24.8
28.00	837.3	837.3	837.3	1252.4	1366.8	719.5	717.0	717.0	26.7
30.00	859.2	859.2	859.2	1252.4	1366.8	707.9	705.6	705.6	28.6
32.00	880.7	880.7	880.7	1252.4	1366.8	697.1	695.0	695.0	30.5
34.00	901.8	901.8	901.8	1252.4	1366.8	687.0	685.0	685.0	32.4
36.00	922.4	922.4	922.4	1252.4	1366.8	677.6	675.8	675.8	34.3
38.00	942.9	942.9	942.9	1252.4	1366.8	668.7	667.0	667.0	36.2
40.00	963.2	963.2	963.2	1252.4	1366.8	660.4	658.8	658.8	38.1
42.00	983.4	983.4	983.4	1252.4	1366.8	652.5	651.0	651.0	40.0

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOXЛ	ПІОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	430.2	1.2512	2.39	.048	3	41.3	2.1	6.4	.033
6.0	219.1	1.0140	539.1	1.2397	2.53	.032	3	27.5	3.0	7.5	.031
8.0	268.1	1.0177	610.4	1.2312	2.66	.024	3	20.5	4.0	7.9	.029
10.0	310.2	1.0212	662.6	1.2244	2.77	.019	3	16.4	4.9	8.2	.028
12.0	347.5	1.0245	703.2	1.2188	2.88	.016	3	13.6	5.9	8.5	.027
14.0	381.6	1.0277	736.3	1.2139	2.99	.014	3	11.7	6.8	8.7	.026
16.0	413.2	1.0307	764.1	1.2095	3.10	.012	3	10.2	7.8	8.9	.025
18.0	443.0	1.0335	787.8	1.2056	3.21	.011	3	9.1	8.7	9.2	.025
20.0	471.3	1.0362	808.6	1.2020	3.32	.010	3	8.1	9.7	9.5	.025
22.0	498.5	1.0389	827.0	1.1987	3.44	.009	3	7.4	10.6	9.9	.025
24.0	524.6	1.0415	843.5	1.1957	3.56	.008	3	6.8	11.6	10.3	.025
26.0	550.0	1.0440	858.5	1.1928	3.68	.007	3	6.2	12.5	10.8	.025
28.0	574.8	1.0465	872.2	1.1900	3.81	.007	3	5.8	13.5	11.4	.025
30.0	599.2	1.0489	884.9	1.1874	3.95	.006	3	5.4	14.4	12.1	.026
32.0	623.1	1.0513	896.7	1.1849	4.09	.006	3	5.0	15.4	12.9	.026
34.0	646.6	1.0536	907.8	1.1825	4.25	.006	3	4.7	16.4	14.0	.026
36.0	669.8	1.0558	918.5	1.1802	4.41	.005	3	4.5	17.3	15.2	.026
38.0	693.0	1.0581	928.8	1.1780	4.58	.005	3	4.2	18.3	16.9	.027
40.0	716.0	1.0603	939.1	1.1758	4.77	.005	3	4.0	19.2	19.0	.027
42.0	738.9	1.0626	949.6	1.1737	4.97	.005	3	3.8	20.2	21.9	.028

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кГ/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.887	10.9	1088.2	281.948	258.224	230.5	.217	.210	.580	.585
6.0	.882	.892	9.0	1051.1	234.368	218.968	277.3	.271	.261	.466	.551
8.0	.874	.895	8.0	1013.6	217.132	204.879	299.4	.304	.292	.416	.520
10.0	.866	.898	7.3	978.0	210.235	199.507	309.2	.326	.313	.389	.492
12.0	.858	.900	6.9	944.5	208.337	198.411	312.0	.341	.327	.372	.466
14.0	.850	.902	6.6	912.8	209.438	199.917	310.4	.352	.337	.361	.442
16.0	.842	.904	6.4	882.5	212.635	203.267	305.7	.359	.343	.355	.419
18.0	.834	.905	6.3	853.6	217.528	208.131	298.8	.364	.347	.351	.396
20.0	.826	.906	6.2	825.6	223.962	214.387	290.2	.367	.348	.349	.375
22.0	.818	.908	6.1	798.5	231.864	221.978	280.3	.367	.348	.350	.354
24.0	.810	.909	6.0	772.1	241.268	230.942	269.4	.366	.345	.352	.334
26.0	.802	.910	6.0	746.2	252.326	241.422	257.6	.364	.342	.356	.314
28.0	.794	.911	6.0	720.8	265.364	253.720	244.9	.359	.336	.361	.294
30.0	.786	.911	6.1	695.6	280.748	268.169	231.5	.354	.330	.369	.274
32.0	.778	.912	6.1	670.6	298.891	285.139	217.5	.346	.321	.379	.254
34.0	.770	.913	6.2	645.9	320.444	305.210	202.8	.338	.311	.391	.235
36.0	.762	.914	6.4	621.3	346.290	329.161	187.7	.327	.299	.407	.215
38.0	.754	.914	6.6	596.4	378.365	358.714	171.8	.315	.285	.426	.195
40.0	.746	.915	6.8	571.4	418.810	395.715	155.2	.300	.269	.452	.175
42.0	.738	.915	7.2	546.0	471.590	443.567	137.8	.282	.250	.487	.154

Нормальное завершение расчета

$$2) T_3^* = 1493 \text{ K:}$$

Программа A2GTP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K., gr.3231303/20001, 01.10.2025

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3*=1493.0K TH=288.0K PH= .1013МПа
 2 МЮ= .000 ТСТ=1100.0K ДТВ= .0K НОСР=300.0кДж/кг
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .70 УТОХЛ=1.02
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= 1.000 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ=1.000

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан политропный к.п.д. турбины КПДТП= .870

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	TG	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	444.4	444.4	1290.0	1406.3	1144.1	1110.8	1110.8	3.8
6.00	504.0	504.0	504.0	1274.7	1405.7	1051.8	1031.7	1031.7	5.7
8.00	551.5	551.5	551.5	1274.7	1405.7	989.8	975.6	975.6	7.6
10.00	591.7	591.7	591.7	1274.7	1405.7	943.6	932.7	932.7	9.5
12.00	627.2	627.2	627.2	1274.7	1405.7	906.9	898.2	898.2	11.4
14.00	659.3	659.3	659.3	1274.7	1405.7	876.8	869.6	869.6	13.3
16.00	688.9	688.9	688.9	1274.7	1405.7	851.2	845.0	845.0	15.2
18.00	716.6	716.6	716.6	1274.7	1405.7	828.9	823.6	823.6	17.1
20.00	742.8	742.8	742.8	1274.7	1405.7	809.4	804.8	804.8	19.1
22.00	767.8	767.8	767.8	1274.7	1405.7	792.1	787.9	787.9	21.0
24.00	791.7	791.7	791.7	1274.7	1405.7	776.4	772.7	772.7	22.9
26.00	814.8	814.8	814.8	1274.7	1405.7	762.2	758.8	758.8	24.8
28.00	837.3	837.3	837.3	1274.7	1405.7	749.1	746.0	746.0	26.7
30.00	859.2	859.2	859.2	1274.7	1405.7	737.1	734.2	734.2	28.6
32.00	880.7	880.7	880.7	1274.7	1405.7	725.9	723.3	723.3	30.5
34.00	901.8	901.8	901.8	1274.7	1405.7	715.5	713.1	713.1	32.4
36.00	922.4	922.4	922.4	1274.7	1405.7	705.8	703.5	703.5	34.3
38.00	942.9	942.9	942.9	1274.7	1405.7	696.6	694.5	694.5	36.2
40.00	963.2	963.2	963.2	1274.7	1405.7	688.0	686.0	686.0	38.1
42.00	983.4	983.4	983.4	1274.7	1405.7	679.9	678.0	678.0	40.0

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOXЛ	ПІОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	446.9	1.2622	2.26	.051	3	51.5	2.1	7.9	.028
6.0	219.1	1.0140	559.2	1.2507	2.38	.034	3	33.8	2.8	8.7	.038
8.0	268.1	1.0177	633.5	1.2423	2.49	.026	3	25.3	3.7	9.3	.036
10.0	310.2	1.0212	687.9	1.2355	2.60	.021	3	20.2	4.6	9.7	.034
12.0	347.5	1.0245	730.3	1.2298	2.69	.017	3	16.8	5.4	10.0	.033
14.0	381.6	1.0277	764.7	1.2249	2.79	.015	3	14.4	6.3	10.3	.032
16.0	413.2	1.0307	793.6	1.2205	2.88	.013	3	12.6	7.2	10.6	.031
18.0	443.0	1.0335	818.5	1.2166	2.98	.011	3	11.1	8.0	11.0	.031
20.0	471.3	1.0362	840.2	1.2130	3.08	.010	3	10.0	8.9	11.4	.031
22.0	498.5	1.0389	859.4	1.2097	3.18	.009	3	9.1	9.8	11.8	.031
24.0	524.6	1.0415	876.7	1.2066	3.28	.009	3	8.3	10.6	12.3	.031
26.0	550.0	1.0440	892.4	1.2036	3.38	.008	3	7.7	11.5	12.9	.031
28.0	574.8	1.0465	906.8	1.2008	3.49	.007	3	7.1	12.4	13.7	.031
30.0	599.2	1.0489	920.1	1.1982	3.61	.007	3	6.6	13.3	14.5	.031
32.0	623.1	1.0513	932.6	1.1957	3.73	.006	3	6.2	14.2	15.6	.031
34.0	646.6	1.0536	944.4	1.1933	3.86	.006	3	5.8	15.0	16.8	.031
36.0	669.8	1.0558	955.7	1.1909	3.99	.006	3	5.5	15.9	18.4	.031
38.0	693.0	1.0581	966.8	1.1886	4.13	.005	3	5.2	16.8	20.4	.032
40.0	716.0	1.0603	977.8	1.1864	4.29	.005	3	5.0	17.7	22.9	.032
42.0	738.9	1.0626	989.2	1.1843	4.45	.005	3	4.7	18.6	26.4	.032

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кГ/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.887	12.8	1128.2	273.289	245.431	237.8	.216	.209	.583	.593
6.0	.882	.892	10.4	1099.2	225.099	207.398	288.8	.269	.260	.468	.561
8.0	.874	.895	9.2	1065.3	206.900	192.983	314.2	.303	.292	.417	.532
10.0	.866	.898	8.4	1031.9	199.087	187.031	326.5	.326	.313	.388	.505
12.0	.858	.900	7.9	999.9	196.221	185.176	331.3	.342	.328	.371	.481
14.0	.850	.902	7.6	969.2	196.309	185.811	331.1	.353	.338	.360	.457
16.0	.842	.904	7.3	939.7	198.332	188.094	327.7	.361	.345	.352	.435
18.0	.834	.905	7.1	911.3	201.847	191.668	322.0	.367	.350	.348	.414
20.0	.826	.906	7.0	883.8	206.767	196.480	314.4	.370	.352	.345	.394
22.0	.818	.907	6.9	856.9	212.944	202.409	305.2	.372	.353	.345	.374
24.0	.810	.908	6.8	830.7	220.348	209.432	295.0	.372	.352	.346	.354
26.0	.802	.909	6.8	805.0	229.055	217.622	283.8	.370	.349	.348	.335
28.0	.794	.910	6.8	779.6	239.293	227.185	271.6	.367	.345	.353	.316
30.0	.786	.911	6.9	754.4	251.290	238.323	258.7	.362	.339	.358	.296
32.0	.778	.912	7.0	729.4	265.322	251.273	245.0	.357	.332	.366	.277
34.0	.770	.913	7.1	704.6	281.827	266.414	230.6	.349	.324	.375	.258
36.0	.762	.913	7.2	679.7	301.353	284.204	215.7	.341	.314	.387	.239
38.0	.754	.914	7.5	654.6	325.187	305.744	199.9	.330	.302	.402	.220
40.0	.746	.915	7.8	629.1	354.633	332.094	183.3	.317	.288	.422	.200
42.0	.738	.915	8.2	603.1	392.137	365.229	165.8	.303	.272	.447	.180

Нормальное завершение расчета

$$3) T_3^* = 1543 \text{ K:}$$

Программа A2GTP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K., gr.3231303/20001, 01.10.2025

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3*=1543.0K TH=288.0K PH= .1013МПа
 2 МЮ= .000 ТСТ=1100.0K ДТВ= .0K НОСР=300.0кДж/кг
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .70 УТОХЛ=1.02
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= 1.000 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ=1.000

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан политропный к.п.д. турбины КПДТП= .870

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	TG	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	444.4	444.4	1328.6	1448.0	1185.0	1143.3	1143.3	3.8
6.00	504.0	504.0	504.0	1321.5	1432.3	1090.3	1059.5	1059.5	5.7
8.00	551.5	551.5	551.5	1321.5	1432.3	1026.5	1004.8	1004.8	7.6
10.00	591.7	591.7	591.7	1321.5	1432.3	979.0	962.4	962.4	9.5
12.00	627.2	627.2	627.2	1321.5	1432.3	941.4	928.1	928.1	11.4
14.00	659.3	659.3	659.3	1321.5	1432.3	910.3	899.3	899.3	13.3
16.00	688.9	688.9	688.9	1321.5	1432.3	884.0	874.6	874.6	15.2
18.00	716.6	716.6	716.6	1321.5	1432.3	861.2	853.1	853.1	17.1
20.00	742.8	742.8	742.8	1321.5	1432.3	841.1	833.9	833.9	19.1
22.00	767.8	767.8	767.8	1321.5	1432.3	823.1	816.8	816.8	21.0
24.00	791.7	791.7	791.7	1321.5	1432.3	807.0	801.3	801.3	22.9
26.00	814.8	814.8	814.8	1321.5	1432.3	792.4	787.2	787.2	24.8
28.00	837.3	837.3	837.3	1321.5	1432.3	778.9	774.2	774.2	26.7
30.00	859.2	859.2	859.2	1321.5	1432.3	766.5	762.2	762.2	28.6
32.00	880.7	880.7	880.7	1321.5	1432.3	755.0	751.0	751.0	30.5
34.00	901.8	901.8	901.8	1321.5	1432.3	744.2	740.5	740.5	32.4
36.00	922.4	922.4	922.4	1321.5	1432.3	734.2	730.7	730.7	34.3
38.00	942.9	942.9	942.9	1321.5	1432.3	724.8	721.5	721.5	36.2
40.00	963.2	963.2	963.2	1321.5	1432.3	715.9	712.8	712.8	38.1
42.00	983.4	983.4	983.4	1321.5	1432.3	707.4	704.6	704.6	40.0

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOXЛ	ПІОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	464.4	1.2730	2.14	.055	3	64.4	2.1	10.0	.022
6.0	219.1	1.0140	584.1	1.2615	2.25	.037	4	51.0	3.0	13.7	.015
8.0	268.1	1.0177	661.1	1.2531	2.35	.027	4	38.2	3.9	14.5	.016
10.0	310.2	1.0212	717.4	1.2464	2.44	.022	4	30.5	4.7	15.0	.017
12.0	347.5	1.0245	761.5	1.2407	2.53	.018	4	25.4	5.6	15.4	.017
14.0	381.6	1.0277	797.3	1.2357	2.61	.016	4	21.7	6.5	15.8	.017
16.0	413.2	1.0307	827.4	1.2313	2.69	.014	4	19.0	7.4	16.3	.017
18.0	443.0	1.0335	853.4	1.2274	2.78	.012	4	16.8	8.2	16.8	.017
20.0	471.3	1.0362	876.1	1.2237	2.86	.011	4	15.1	9.1	17.3	.017
22.0	498.5	1.0389	896.2	1.2204	2.95	.010	4	13.7	10.0	18.0	.018
24.0	524.6	1.0415	914.4	1.2173	3.04	.009	4	12.6	10.9	18.8	.018
26.0	550.0	1.0440	931.0	1.2143	3.13	.008	4	11.6	11.8	19.7	.018
28.0	574.8	1.0465	946.3	1.2115	3.22	.008	4	10.8	12.6	20.8	.018
30.0	599.2	1.0489	960.5	1.2088	3.32	.007	4	10.0	13.5	22.1	.019
32.0	623.1	1.0513	974.0	1.2063	3.42	.007	4	9.4	14.4	23.7	.019
34.0	646.6	1.0536	987.0	1.2038	3.53	.006	4	8.8	15.3	25.6	.019
36.0	669.8	1.0558	999.5	1.2015	3.64	.006	4	8.3	16.2	27.9	.020
38.0	693.0	1.0581	1011.9	1.1992	3.76	.006	4	7.9	17.1	30.9	.020
40.0	716.0	1.0603	1024.6	1.1969	3.89	.005	4	7.5	18.0	34.8	.021
42.0	738.9	1.0626	1038.2	1.1947	4.02	.005	4	7.1	18.9	40.1	.021

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кВт/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.887	15.0	1161.6	266.892	233.967	243.5	.215	.208	.586	.598
6.0	.882	.891	13.6	1121.9	221.912	197.323	292.9	.268	.258	.470	.564
8.0	.874	.895	11.9	1096.6	201.885	182.861	322.0	.302	.291	.418	.538
10.0	.866	.898	10.9	1068.7	192.787	176.550	337.2	.325	.312	.389	.513
12.0	.858	.900	10.1	1040.3	188.816	174.145	344.3	.341	.328	.371	.490
14.0	.850	.902	9.6	1012.3	187.840	174.073	346.0	.353	.338	.359	.468
16.0	.842	.903	9.3	984.8	188.844	175.575	344.2	.362	.346	.351	.447
18.0	.834	.905	9.0	957.9	191.327	178.273	339.7	.368	.351	.346	.427
20.0	.826	.906	8.8	931.5	195.088	182.029	333.2	.372	.354	.343	.408
22.0	.818	.907	8.7	905.5	199.993	186.743	325.0	.374	.355	.342	.388
24.0	.810	.908	8.6	879.9	206.004	192.394	315.5	.374	.355	.343	.369
26.0	.802	.909	8.6	854.7	213.153	199.012	304.9	.373	.353	.344	.351
28.0	.794	.910	8.6	829.6	221.594	206.730	293.3	.371	.350	.347	.332
30.0	.786	.911	8.7	804.5	231.500	215.694	280.8	.368	.346	.352	.314
32.0	.778	.912	8.8	779.5	243.083	226.071	267.4	.363	.340	.358	.295
34.0	.770	.912	8.9	754.5	256.621	238.076	253.3	.357	.332	.366	.277
36.0	.762	.913	9.2	729.3	272.640	252.125	238.4	.349	.324	.376	.258
38.0	.754	.914	9.5	703.6	292.138	269.005	222.5	.339	.313	.388	.239
40.0	.746	.914	10.0	677.2	316.194	289.509	205.6	.328	.301	.405	.219
42.0	.738	.915	10.6	649.8	346.806	315.092	187.4	.314	.286	.426	.199

Нормальное завершение расчета

$$4) T_3^* = 1593 \text{ K:}$$

Программа A2GTP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K., gr.3231303/20001, 01.10.2025

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3*=1593.0K TH=288.0K PH= .1013МПа
 2 МЮ= .000 ТСТ=1100.0K ДТВ= .0K НОСР=300.0кДж/кг
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .70 УТОХЛ=1.02
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= 1.000 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ=1.000

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан политропный к.п.д. турбины КПДТП= .870

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	TG	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	444.4	444.4	1367.9	1490.3	1226.0	1175.1	1175.1	3.8
6.00	504.0	504.0	504.0	1353.7	1469.8	1128.8	1092.1	1092.1	5.7
8.00	551.5	551.5	551.5	1346.5	1469.8	1063.4	1037.5	1037.5	7.6
10.00	591.7	591.7	591.7	1346.5	1469.8	1014.6	994.8	994.8	9.5
12.00	627.2	627.2	627.2	1346.5	1469.8	975.9	960.0	960.0	11.4
14.00	659.3	659.3	659.3	1346.5	1469.8	944.0	930.8	930.8	13.3
16.00	688.9	688.9	688.9	1346.5	1469.8	916.9	905.7	905.7	15.2
18.00	716.6	716.6	716.6	1346.5	1469.8	893.5	883.8	883.8	17.1
20.00	742.8	742.8	742.8	1346.5	1469.8	872.8	864.3	864.3	19.1
22.00	767.8	767.8	767.8	1346.5	1469.8	854.4	846.8	846.8	21.0
24.00	791.7	791.7	791.7	1346.5	1469.8	837.8	831.0	831.0	22.9
26.00	814.8	814.8	814.8	1346.5	1469.8	822.7	816.5	816.5	24.8
28.00	837.3	837.3	837.3	1346.5	1469.8	808.9	803.2	803.2	26.7
30.00	859.2	859.2	859.2	1346.5	1469.8	796.1	790.9	790.9	28.6
32.00	880.7	880.7	880.7	1346.5	1469.8	784.3	779.5	779.5	30.5
34.00	901.8	901.8	901.8	1346.5	1469.8	773.2	768.8	768.8	32.4
36.00	922.4	922.4	922.4	1346.5	1469.8	762.9	758.8	758.8	34.3
38.00	942.9	942.9	942.9	1346.5	1469.8	753.2	749.3	749.3	36.2
40.00	963.2	963.2	963.2	1346.5	1469.8	744.0	740.4	740.4	38.1
42.00	983.4	983.4	983.4	1346.5	1469.8	735.3	731.9	731.9	40.0

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOXЛ	ПІОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	482.5	1.2836	2.03	.058	3	78.7	2.2	12.5	.015
6.0	219.1	1.0140	605.9	1.2723	2.13	.039	4	60.7	2.9	16.1	.013
8.0	268.1	1.0177	685.1	1.2638	2.22	.029	4	45.4	3.7	16.7	.019
10.0	310.2	1.0212	743.7	1.2571	2.30	.023	4	36.3	4.5	17.3	.020
12.0	347.5	1.0245	789.5	1.2514	2.38	.019	4	30.2	5.3	17.8	.020
14.0	381.6	1.0277	826.8	1.2465	2.45	.017	4	25.8	6.1	18.3	.020
16.0	413.2	1.0307	858.2	1.2421	2.52	.015	4	22.6	6.9	18.9	.020
18.0	443.0	1.0335	885.1	1.2381	2.60	.013	4	20.0	7.7	19.5	.020
20.0	471.3	1.0362	908.8	1.2344	2.67	.012	4	18.0	8.5	20.2	.020
22.0	498.5	1.0389	929.9	1.2310	2.75	.011	4	16.3	9.4	21.0	.021
24.0	524.6	1.0415	948.9	1.2279	2.82	.010	4	15.0	10.2	21.9	.021
26.0	550.0	1.0440	966.2	1.2249	2.90	.009	4	13.8	11.0	22.9	.022
28.0	574.8	1.0465	982.3	1.2221	2.99	.008	4	12.8	11.8	24.3	.021
30.0	599.2	1.0489	997.3	1.2194	3.07	.008	4	11.9	12.7	25.8	.022
32.0	623.1	1.0513	1011.5	1.2168	3.16	.007	4	11.2	13.5	27.6	.022
34.0	646.6	1.0536	1025.1	1.2143	3.25	.007	4	10.5	14.3	29.9	.022
36.0	669.8	1.0558	1038.4	1.2119	3.34	.006	4	9.9	15.1	32.6	.023
38.0	693.0	1.0581	1051.8	1.2096	3.44	.006	4	9.4	16.0	36.1	.023
40.0	716.0	1.0603	1065.5	1.2073	3.55	.006	4	8.9	16.8	40.7	.023
42.0	738.9	1.0626	1080.3	1.2051	3.66	.006	4	8.5	17.6	46.9	.024

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кВт/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.886	17.3	1191.5	261.503	223.409	248.6	.213	.207	.589	.603
6.0	.882	.891	15.5	1160.6	215.452	187.842	301.7	.266	.257	.473	.571
8.0	.874	.895	13.5	1140.6	194.913	173.673	333.5	.300	.289	.420	.546
10.0	.866	.897	12.3	1116.0	184.987	166.994	351.4	.324	.312	.390	.523
12.0	.858	.900	11.4	1090.0	180.274	164.125	360.6	.341	.327	.371	.502
14.0	.850	.901	10.9	1063.6	178.554	163.495	364.0	.353	.339	.359	.481
16.0	.842	.903	10.4	1037.3	178.765	164.337	363.6	.362	.347	.350	.461
18.0	.834	.904	10.1	1011.3	180.408	166.297	360.3	.369	.353	.345	.442
20.0	.826	.906	9.9	985.6	183.245	169.206	354.7	.373	.356	.341	.423
22.0	.818	.907	9.8	960.1	187.117	172.952	347.4	.376	.358	.339	.404
24.0	.810	.908	9.7	934.9	191.953	177.482	338.6	.377	.359	.339	.386
26.0	.802	.909	9.6	909.9	197.779	182.825	328.6	.377	.358	.340	.368
28.0	.794	.910	9.7	884.9	204.698	189.065	317.5	.376	.355	.342	.350
30.0	.786	.910	9.7	859.9	212.856	196.321	305.4	.373	.352	.346	.332
32.0	.778	.911	9.9	834.8	222.394	204.697	292.3	.369	.347	.351	.314
34.0	.770	.912	10.1	809.5	233.556	214.371	278.3	.363	.340	.357	.296
36.0	.762	.913	10.3	784.0	246.667	225.572	263.5	.357	.333	.365	.277
38.0	.754	.913	10.7	757.8	262.566	238.933	247.6	.349	.323	.376	.259
40.0	.746	.914	11.3	730.7	282.076	255.006	230.4	.338	.312	.389	.239
42.0	.738	.914	12.0	702.2	306.794	274.872	211.9	.326	.299	.407	.219

Нормальное завершение расчета

$$5) T_3^* = 1643 \text{ K:}$$

Программа A2GTP - вариантный расчет параметров рабочего процесса

ГТУ с охлаждаемой турбиной

Dmitriev A.K., gr.3231303/20001, 01.10.2025

Введены входные данные:

1 NE= 65000.0кВт T3*=1643.0K TH=288.0K PH= .1013МПа
 2 МЮ= .000 ТСТ=1100.0K ДТВ= .0K НОСР=300.0кДж/кг
 3 КПДКС= .990 КПДКМ= .990 КПДТМ= .990 КИСП= .70 УТОХЛ=1.02
 4 СИГВХ= .987 СИГВТ= 1.000 СИГКС= .980 СИГВЫХ= .985 СИГГТ=1.000

5 Значения ПИК:

4.0 6.0 8.0 10.0 12.0 14.0 16.0 18.0 20.0 22.0
 24.0 26.0 28.0 30.0 32.0 34.0 36.0 38.0 40.0 42.0

6 К.п.д. компрессора - использ. данные по осевым компр., имеющиеся в программе

Компрессор однокаскадный

Значения КПДКВ (соответствуют значениям ПИК):

.890 .882 .874 .866 .858 .850 .842 .834 .826 .818
 .810 .802 .794 .786 .778 .770 .762 .754 .746 .738

7 Задан политропный к.п.д. турбины КПДТП= .870

8 Теплоемкость и другие параметры продуктов сгорания приняты как для стандартного углеводородного топлива

Результаты расчета

ПИК	T2*	ТОХЛ*	T5*	TG	TQ	T4A*	T4Q*	T6*	ПИТ
-	К	К	К	К	К	К	К	К	-
4.00	444.4	444.4	444.4	1407.7	1533.0	1267.1	1206.3	1206.3	3.8
6.00	504.0	504.0	504.0	1389.8	1508.7	1167.4	1123.1	1123.1	5.7
8.00	551.5	551.5	551.5	1389.7	1498.2	1100.4	1063.5	1063.5	7.6
10.00	591.7	591.7	591.7	1389.6	1498.2	1050.3	1022.1	1022.1	9.5
12.00	627.2	627.2	627.2	1389.6	1498.2	1010.6	988.0	988.0	11.4
14.00	659.3	659.3	659.3	1389.6	1498.2	977.8	959.1	959.1	13.3
16.00	688.9	688.9	688.9	1389.6	1498.2	950.0	934.1	934.1	15.2
18.00	716.6	716.6	716.6	1389.6	1498.2	925.9	912.1	912.1	17.1
20.00	742.8	742.8	742.8	1389.6	1498.2	904.8	892.6	892.6	19.1
22.00	767.8	767.8	767.8	1389.6	1498.2	885.8	875.0	875.0	21.0
24.00	791.7	791.7	791.7	1389.6	1498.2	868.8	859.1	859.1	22.9
26.00	814.8	814.8	814.8	1389.6	1498.2	853.2	844.4	844.4	24.8
28.00	837.3	837.3	837.3	1389.6	1498.2	839.0	831.0	831.0	26.7
30.00	859.2	859.2	859.2	1389.6	1498.2	825.9	818.5	818.5	28.6
32.00	880.7	880.7	880.7	1389.6	1498.2	813.7	806.9	806.9	30.5
34.00	901.8	901.8	901.8	1389.6	1498.2	802.3	796.0	796.0	32.4
36.00	922.4	922.4	922.4	1389.6	1498.2	791.7	785.8	785.8	34.3
38.00	942.9	942.9	942.9	1389.6	1498.2	781.7	776.2	776.2	36.2
40.00	963.2	963.2	963.2	1389.6	1498.2	772.3	767.1	767.1	38.1
42.00	983.4	983.4	983.4	1389.6	1498.2	763.3	758.5	758.5	40.0

ПИК	НК	СРМІВ	НТОХЛ	СРМІГ	АЛЬФА	АЛЬФА*	Z	QOXЛ	ПІОХЛ	НОХЛ1	КАППА
-	кДж/кг	кДж/(кг*К)	кДж/кг	кДж/(кг*К)	-	-	шт	кДж/кг	-	кДж/кг	-
4.0	157.9	1.0099	501.2	1.2943	1.93	.062	3	94.2	2.2	15.3	.007
6.0	219.1	1.0140	628.9	1.2829	2.02	.041	4	73.1	2.9	19.4	.007
8.0	268.1	1.0177	715.7	1.2745	2.10	.031	5	64.0	3.8	24.2	.001
10.0	310.2	1.0212	776.1	1.2677	2.17	.025	5	51.1	4.6	24.9	.004
12.0	347.5	1.0245	823.4	1.2621	2.24	.021	5	42.5	5.4	25.5	.006
14.0	381.6	1.0277	862.1	1.2571	2.31	.018	5	36.4	6.2	26.1	.007
16.0	413.2	1.0307	894.7	1.2527	2.37	.015	5	31.8	7.0	26.8	.008
18.0	443.0	1.0335	922.8	1.2487	2.44	.014	5	28.2	7.9	27.7	.008
20.0	471.3	1.0362	947.5	1.2450	2.50	.012	5	25.4	8.7	28.6	.009
22.0	498.5	1.0389	969.6	1.2416	2.57	.011	5	23.0	9.5	29.7	.010
24.0	524.6	1.0415	989.6	1.2384	2.64	.010	5	21.1	10.3	31.0	.010
26.0	550.0	1.0440	1008.0	1.2354	2.71	.009	5	19.4	11.1	32.5	.010
28.0	574.8	1.0465	1025.2	1.2326	2.78	.009	5	18.0	11.9	34.4	.011
30.0	599.2	1.0489	1041.3	1.2299	2.85	.008	5	16.8	12.8	36.5	.011
32.0	623.1	1.0513	1056.7	1.2273	2.93	.008	5	15.7	13.6	39.1	.012
34.0	646.6	1.0536	1071.6	1.2248	3.01	.007	5	14.8	14.4	42.2	.013
36.0	669.8	1.0558	1086.5	1.2223	3.09	.007	5	14.0	15.3	46.1	.013
38.0	693.0	1.0581	1101.6	1.2200	3.17	.006	5	13.2	16.1	51.0	.014
40.0	716.0	1.0603	1117.6	1.2177	3.26	.006	5	12.5	16.9	57.5	.015
42.0	738.9	1.0626	1135.2	1.2155	3.36	.006	5	11.9	17.7	66.2	.015

ПИК	КПДКВ	КПДТВ	ОХЛ	Q1	GB	ГГ	HE	КПДВ	КПДЕ	ВУТ	ФИ
-	-	-	%	кДж/кг	кг/с	кг/с	кДж/кг	-	-	кГ/(кВт*ч)	-
4.0	.890	.886	19.7	1217.8	257.012	213.632	252.9	.212	.206	.591	.607
6.0	.882	.891	17.6	1192.3	210.743	179.285	308.4	.265	.256	.475	.576
8.0	.874	.895	17.0	1156.2	193.551	165.724	335.8	.298	.288	.423	.548
10.0	.866	.897	15.4	1139.0	182.297	158.934	356.6	.322	.310	.392	.527
12.0	.858	.899	14.3	1118.1	176.541	155.754	368.2	.339	.326	.373	.507
14.0	.850	.901	13.6	1095.4	173.940	154.715	373.7	.352	.338	.360	.487
16.0	.842	.903	13.0	1072.0	173.363	155.083	374.9	.361	.346	.351	.468
18.0	.834	.904	12.6	1048.1	174.238	156.486	373.1	.368	.352	.345	.450
20.0	.826	.905	12.3	1024.0	176.320	158.775	368.6	.373	.356	.341	.432
22.0	.818	.906	12.1	999.8	179.417	161.821	362.3	.376	.359	.339	.414
24.0	.810	.908	12.0	975.6	183.438	165.564	354.3	.378	.360	.338	.397
26.0	.802	.908	11.9	951.2	188.378	170.004	345.1	.378	.359	.339	.379
28.0	.794	.909	11.9	926.7	194.338	175.223	334.5	.377	.357	.340	.362
30.0	.786	.910	12.0	901.8	201.456	181.326	322.7	.375	.354	.343	.344
32.0	.778	.911	12.2	876.6	209.857	188.395	309.7	.371	.350	.348	.327
34.0	.770	.912	12.5	851.1	219.756	196.566	295.8	.366	.344	.353	.309
36.0	.762	.912	12.9	825.0	231.464	206.036	280.8	.360	.337	.361	.290
38.0	.754	.913	13.4	797.8	245.775	217.348	264.5	.352	.328	.371	.271
40.0	.746	.914	14.1	769.3	263.518	231.000	246.7	.343	.317	.383	.252
42.0	.738	.914	15.1	738.9	286.321	247.982	227.0	.331	.304	.400	.231

Нормальное завершение расчета