

Информационное агентство
Энергопресс

7'2011

Новое в российской электроэнергетике



НОВОЕ В РОССИЙСКОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКЕ

Ежемесячный электронный журнал

№ 7 июль 2011 г.

Объединенный редакционный совет издательств ООО «Стрижев-Центр»
и ООО «Информационное агентство «Энерго-пресс»

Председатель – Серебрянников Сергей Владимирович, ректор Московского энергетического института
(Технического университета)

Заместитель председателя – Михайлов Сергей Алексеевич, заместитель генерального директора ОПК «Оборонпром», главный редактор газеты «Энерго-пресс»

Заместитель председателя – Паули Виктор Карлович, председатель Совета директоров ЗАО «Наставник-ТехЭнерго», председатель Правления НП «Союз инженеров-электриков», заведующий кафедрой инженерного менеджмента МЭИ (ТУ), главный редактор журнала «Охрана труда за рубежом»

Члены Совета

Шульгинов Николай Григорьевич, первый заместитель председателя Правления ОАО «СО ЕЭС»

Зубакин Василий Александрович, заместитель начальника Главного управления энергетики ОАО «Лукойл»

Загретдинов Ильяс Шамилович, заместитель генерального директора – технический директор ОАО «Группа Е-4»

Громогласов Александр Аркадьевич, главный редактор издательств «Стрижев-Центр» и «Энерго-пресс»

Воронов Виктор Николаевич, заведующий кафедрой Московского энергетического института (Техни-

ческого университета), главный редактор журнала «Новое в российской электроэнергетике»

Росляков Павел Васильевич, проректор Московского энергетического института (Технического университета)

Пильщиков Аркадий Павлович, доцент Московского энергетического института (Технического университета)

Громогласов Сергей Александрович, заместитель директора агентства «Энерго-пресс» – ответственный секретарь

Редколлегия

Главный редактор –
Воронов В.Н., д.т.н., профессор
Первый заместитель главного редактора –
Зорин В.М., д.т.н., профессор
Заместитель главного редактора –
Громогласов А.А., д.т.н., профессор
Ответственный секретарь –
Галтеева Е.Ф., к.т.н.

Члены редколлегии:

Аракелян Э.К., д.т.н., профессор
Богущ Б.Б.
Васин В.П., д.т.н., профессор
Верещагин И.П., д.т.н., профессор
Жуков Ю.И., к.т.н.
Загретдинов И.Ш.
Лавыгин В.М., к.т.н., профессор
Львов М.Ю., д.т.н.
Мелихов О.И., д.т.н., ст.н.сотр.
Мисриханов М.Ш., д.т.н., ст.н.сотр.
Паули В.К., д.т.н., профессор
Пильщиков А.П., к.т.н., доцент
Росляков П.В., д.т.н., профессор
Рыженков В.А., д.т.н., профессор
Рябов М.И., к.т.н.
Седлов А.С., д.т.н., профессор
Соляков В.К., к.т.н., доцент
Томаров Г.В., д.т.н., профессор

Содержание

Стр.

О подписке на электронные журналы «НОВОЕ В РОССИЙСКОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИКЕ» и «ОХРАНА ТРУДА ЗА РУБЕЖОМ»

3

Общие вопросы электроэнергетики

Основные проблемы развития электроэнергетики России. Д.т.н. В.В. Молодюк (НП «Научно-технический совет Единой энергетической системы»)

5

Термодинамическая оптимизация циклов некоторых ГТУ и ПГУ при помощи современных информационных технологий (часть 1). К.т.н. В.А. Волощук, д.т.н. В.Ф. Очков, к.т.н. К.А. Орлов (МЭИ-ТУ – ООО «Триеру» – Национальный университет водного хозяйства и природопользования, г. Ровно, Украина)

23

Эффективный алгоритм цифровой параметрической идентификации. Инж. В.М. Чуйков, инж. А.А. Семерников, инж. В.Н. Козленя (Южный федеральный университет, г. Таганрог)

43

В помощь производству

Рациональный режим работы растопочного узла при пуске парового прямоточного котла СКД. Инж. И.В. Будаков (ОАО «ТГК-2»), к.т.н. В.Д. Буров (МЭИ-ТУ), инж. С.А. Рачков (Костромское РДУ)

51

Журнал перерегистрирован Министерством Российской Федерации по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций, Свидетельство о регистрации: ИА № ФС77-41829 от 14.09.2010.

Согласно постановлению Правительства РФ от 20 апреля 2006 г. № 227 «К опубликованным работам, отражающим основные научные результаты диссертации, приравниваются публикации в электронных научных изданиях, зарегистрированных в Федеральном государственном унитарном предприятии «Научно-технический центр «Информрегистр». Журнал зарегистрирован в НТЦ «Информрегистр» на 2011 год под № 0421100097.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЦИКЛОВ НЕКОТОРЫХ ГТУ И ПГУ ПРИ ПОМОЩИ СОВРЕМЕННЫХ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ (Часть 1)

**К.т.н. В.А. Волощук, д.т.н. В.Ф. Очков, к.т.н. К.А. Орлов
(МЭИ-ТУ – ООО «Триеру» – Национальный университет водного хозяйства
и природопользования, г. Ровно, Украина)**

Перспективное направление развития энергетики связано с газотурбинными (ГТУ) и парогазовыми (ПГУ) энергетическими установками [1, 2].

Пути повышения эффективности ГТУ и ПГУ до конца еще не исследованы и представляют собой сложную многопараметрическую проблему [1–4], которую во многих случаях можно решить с помощью математического моделирования.

Благодаря широкому внедрению мощных ПЭВМ и удобных для использования программных пакетов (Mathcad, Matlab, Mathematica, Maple и др.) моделирование сложных процессов, которые имеют место при работе теплоэнергетических установок, становится все более распространенным и возможным для широкого круга специалистов.

Авторитетное в области информационных технологий (IT) издание PC World (www.peworld.com) опубликовало список десяти «IT-переворотов» – событий, которые серьезно изменят жизнь пользователей компьютеров в течение ближайшего времени. На первом месте стоит развитие так называемых «облачных вычислений» («cloud computing») – предоставление удаленных вычислительных мощностей, дискового пространства и каналов связи заказчику. Вместо физических серверов заказчикам выделяются виртуальные серверы («облака»), которые будут развернуты на распределенной сети компьютеров промышленной мощности.

Специалистами Московского энергетического института (МЭИ-ТУ) при участии научных работников других организаций создан сервер, на который можно выйти по адресу www.vpu.ru/mas. Этот сервер может быть полезным для тех, кому, в частности, необходимы свойства рабочих тел и теплоносителей энергетики, а также расчеты и визуализация процессов в теплоэнергетических установках.

Результаты исследований и анализ разных схем ГТУ и ПГУ можно найти в специализированной литературе (монографии, диссертации, статьи и т. п.), которая не всегда является доступной и, учитывая многофакторное влияние многих параметров на работу таких установок, дает не всегда полную картину зависимости показателей их работы от влияющих факторов.

Данная работа посвящена исследованию и анализу циклов некоторых ГТУ и ПГУ в интерактивном режиме при помощи сайта http://twf.mpei.ru/ochkovVPU_Book_New/mas/index.html, который размещен на сервере www.vpu.ru/mas.

На рис. 1 показан фрагмент из сайта, где приведен перечень схем ГТУ и ПГУ, для которых можно провести сетевые расчеты.

Для реальных теплоэнергетических установок, которые производят электрическую энергию, наиболее полным показателем, учитывающим все потери энергии, является электрический КПД всей установки.

Можно показать, что термодинамический цикл, который в заданных условиях имеет наибольший внутренний КПД η_i , обеспечивает и наибольший электрический КПД. Это позволяет главным показателем термодинамической эффективности реальных внутренне необратимых циклов теплоэнергетических установок, производящих электрическую энергию, принимать величину η_i [4], которая определяется формулой

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1}, \quad (1)$$

где l_i – удельная внутренняя работа действительного цикла; q_1 – действительная удельная теплота, которая подводится извне к установке.

Сделаем некоторые превращения формулы (1) согласно методике, которая приведена в [4].

В данной работе рассмотрим способы повышения внутреннего КПД автономной безрегенеративной ГТУ со сгоранием топлива при постоянном давлении и бинарной парогазовой установки с котлом-утилизатором (ПГУ КУ).

The screenshot shows a web browser window with the address http://twf.mpei.ru/ochkovVPU_Book_New/mas/index.html. The page title is "Расчетный сервер МЭИ (ГУ)". On the left, there is a navigation menu with various links related to thermodynamics and energy calculations. The main content area is titled "Расчет и графическая иллюстрация основных термодинамических циклов" and "Интерактивный интернет-справочник". It lists several types of cycles and provides links to their respective calculation pages:

- Газотурбинные циклы
- Паротурбинные циклы ТЭС
- Паротурбинные циклы АЭС
- Комбинированное производство тепла и электроэнергии – см. [отсюда](#)
- Биогазовые циклы

Below this list, there is a detailed list of specific calculation options, including:

- Простейший бинарный цикл на базе идеальных циклов Ренкина и Брайтона [рус](#)
- Простейший бинарный цикл на базе реальных циклов Ренкина и Брайтона [рус \(расширенный вариант\)](#) | [ukr](#)
- Расчет ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором
- Парогазовая установка с приемом компрессора от паровой турбины
- Расчет ПГУ с многоступенчатым сжатием воздуха, многоступенчатым подводом тепла и одноконтурным котлом-утилизатором. [рус](#) | [ukr](#)
- Бинарный цикл с высоконапорным парогенератором [рус](#) | [ukr](#)
- ПГУ с двухконтурным котлом-утилизатором и применением двухступенчатого нагрева питательной воды в экономайбере
- Цикл ПГУ с полувисимой схемой (с вытеснением регенерацией)
- Расчет плавной ТЭЦ-ПГУ
- Расчет ПГУ с многоступенчатым сжатием воздуха, многоступенчатым подводом тепла и двухконтурным котлом-утилизатором
- Расчет ПГУ с трехконтурным котлом-утилизатором
- Расчет энергетических и эксергетических показателей образцового бинарного цикла парогазовой установки [new](#)

Рис. 1. Фрагмент из сайта МЭИ, где можно в интерактивном режиме выполнить расчеты термодинамических циклов тепловых двигателей

Внутренняя работа цикла ПГУ КУ определяется зависимостью

$$l_i = (l_{t_gt} \cdot \eta_{0i_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i_st}) - \left(\frac{l_{t_comp}}{\eta_{0i_comp}} + \frac{l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i_fp}} \right), \quad (2)$$

где l_{t_gt} , l_{t_st} – удельная работа изоэнтروпийного расширения соответственно в газовой и паровой турбине относительно 1 кг рабочего тела соответственно в газовой и паровой турбинах; l_{t_comp} , l_{t_fp} – удельная работа изоэнтропийного сжатия соответственно в компрессоре и питательном насосе относительно 1 кг рабочего тела соответственно в газовой и паровой турбинах; m_{st} – удельный расход пара в паровой турбине, отнесенный к 1 кг газа в газовой турбине; η_{0i_gt} , η_{0i_st} – соответственно относительный внутренний КПД газовой и паровой турбин; η_{0i_comp} , η_{0i_fp} – соответственно относительный внутренний КПД компрессора и питательного насоса.

Введя обозначения

$$\eta_{exp} = \frac{(l_{t_gt} \cdot \eta_{0i_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i_st})}{(l_{t_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st})}, \quad (3)$$

где η_{exp} – приведенный внутренний КПД процесса расширения в газовой и паровой турбинах реального цикла ПГУ КУ,

$$\eta_{comp} = \frac{l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\left(\frac{l_{t_comp}}{\eta_{0i_comp}} + \frac{l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i_fp}} \right)}, \quad (4)$$

где η_{comp} – приведенный внутренний КПД процесса сжатия в компрессоре и питательном насосе реального цикла ПГУ КУ, и обозначив $q_1 = q_{t_1} \psi$, где q_{t_1} – количество теплоты, которое подведено извне в теоретическом обратимом цикле ПГУ КУ, ψ – коэффициент, который учитывает изменение q_1 по отношению к q_{t_1} , формулу (1) можно записать в виде

$$\eta_i = \frac{(l_{t_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st}) \cdot \eta_{exp} - \frac{l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{comp}}}{q_{t_1} \cdot \psi}. \quad (5)$$

Учитывая, что отношение $\eta_t = \left[(l_{t_gt} + l_{t_st} \cdot m_{st}) - (l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}) \right] / q_{t_1}$ определяет термический КПД цикла ПГУ КУ, после некоторых преобразований формулу (5) можно записать как

$$\eta_i = \frac{\eta_{exp}}{\psi} \left[\eta_t - \varphi_{comp} \left(\frac{1}{\eta_{exp} \cdot \eta_{comp}} - 1 \right) \right], \quad (6)$$

где $\varphi_{comp} = (l_{t_comp} + l_{t_fp} \cdot m_{st}) / q_{t_1}$ – относительная работа сжатия.

Из формулы (6) можно также определить внутренний КПД η_i автономной ГТУ, если учесть, что $m_{st} = 0$.

Из формулы (6) можно сделать такие выводы:

- на внутренний КПД η_i , как автономной ГТУ, так и ПГУ КУ, влияют, в частности, термический КПД η_t и относительная работа сжатия Φ_{comp} ;
- лучшим, с точки зрения получения максимума внутреннего КПД η_i таких установок, может быть не цикл с наибольшим термическим КПД η_t , а цикл, который может иметь меньший термический КПД η_t , но и меньшее значение относительной работы сжатия Φ_{comp} .

Например, для автономной безрегенеративной ГТУ термический КПД η_t можно повысить за счет увеличения степени сжатия воздуха. Относительную работу сжатия Φ_{comp} можно снизить путем уменьшения работы сжатия воздуха в компрессоре и увеличения теоретической теплоты q_{t_1} , подведенной в цикле. В свою очередь, уменьшение работы сжатия воздуха можно обеспечить за счет снижения степени сжатия и применения многоступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением. Увеличение теоретической теплоты q_{t_1} можно обеспечить опять же применением многоступенчатого сжатия воздуха с промежуточным охлаждением, многоступенчатого расширения рабочего тела в ГТУ с промежуточным подводом теплоты, уменьшением степени сжатия воздуха и повышением температуры газов на входе в газовую турбину.

Влияние других параметров, которые входят в формулу (6), а именно η_{exp} , Ψ , η_{comp} , на внутренний КПД η_i ГТУ и ПГУ КУ специально не исследовалось. Эти параметры принимались постоянными, когда при изменении их значений влияние было незначительно.

Выясним пути повышения внутреннего КПД ПГУ КУ. Для этого преобразуем формулу (6) к виду

$$\eta_i = \frac{\eta_{0i_gt}}{\Psi} \left[\eta_{t_Bc} - \Phi_{comp_Bc} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{0i_gt} \cdot \eta_{0i_comp}} - 1 \right) \right] + \left[(l_{t_st} \cdot m_{st} \cdot \eta_{0i_st}) - \left(\frac{l_{t_fp} \cdot m_{st}}{\eta_{0i_fp}} \right) \right] / \Psi \cdot q_{t_1} = \eta_{i_Bc} + M_{Rc}, \quad (7)$$

где η_{t_Bc} , Φ_{comp_Bc} , η_{i_Bc} – соответственно термический КПД, относительная работа сжатия, внутренний КПД цикла Брайтона (цикл ГТУ); M_{Rc} – показатель, равный отношению внутренней работы реального цикла Ренкина (цикл ПГУ) к действительной теплоте, подведенной к ПГУ КУ извне.

Из формулы (7) видим, что внутренний КПД ПГУ КУ η_i можно повысить путем увеличения внутреннего КПД ГТУ, которая входит в состав ПГУ КУ (о возможных способах указано выше) и показателя M_{Rc} .

В данных исследованиях мы не будем изучать влияние таких параметров ПТУ, как давление, температура пара на входе в ПТУ, наличие и давление промежуточного перегрева пара, давление в конденсаторе и т.д. на внутренний КПД ПГУ КУ. То есть примем их значения согласно рекомендациям, которые содержатся, например, в [1]. Хотя при помощи приведенных в этой работе программ такие исследования провести можно.

При постоянных параметрах ПТУ, согласно формуле (7), показатель M_{RC} можно повысить путем увеличения удельного расхода пара в паровой турбине (паропроизводительности котла-утилизатора) m_{st} и уменьшения теоретической теплоты q_{t_1} , подведенной к ПГУ КУ.

В свою очередь, значение m_{st} можно увеличить путем использования многоконтурных котлов-утилизаторов (два или три контура) и увеличения температуры газов на входе в КУ, что возможно за счет уменьшения степени сжатия воздуха в компрессоре ГТУ, повышения температуры газов на входе в газовую турбину и применения многоступенчатого подвода теплоты к ГТУ.

Уменьшение теплоты q_{t_1} возможно за счет уменьшения температуры газов на входе в газовую турбину, увеличения степени сжатия воздуха и использования одноступенчатого сжатия и расширения рабочего тела в ГТУ.

Приведенные выше рассуждения свидетельствуют о многофакторном и неоднозначном влиянии указанных параметров ГТУ на эффективность как автономных безрегенеративных ГТУ, так и ПГУ КУ.

С целью проведения численных исследований для оптимизации влияния этих параметров на КПД данных установок были созданы математические модели, которые размещены на сайте http://twt.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html. На рис. 2 и 3 приведены схемы безрегенеративной автономной ГТУ и ПГУ КУ, взятые для анализа.

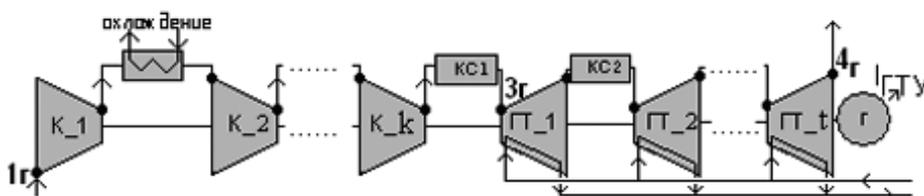


Рис. 2. Схема автономной безрегенеративной ГТУ

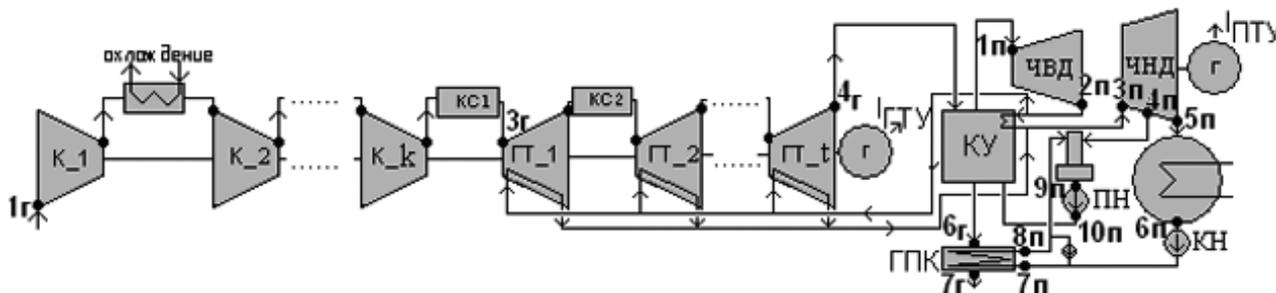


Рис. 3. Схема ПГУ КУ

При составлении математических моделей данных установок использованы рекомендации, формулы и уравнения, приведенные в [1]. В частности, минимальный температурный напор в КУ составлял 10 °С, минимальный температурный напор на входе газов в КУ составлял 20 °С. Температура конденсата на входе в газовый подогреватель (ГПК) принималась 60 °С. В схеме предусмотрено закрытое паровое охлаждение газовой турбины. Для определения термодинамических параметров рабочих тел использовалась сертифицированная программа WaterSteamPro (www.wsp.ru), которая разработана специалистами Московского энергетического института [6].

Вместе с тем, на первом этапе исследований были сделаны некоторые упрощения. В частности, в ГТУ рабочим телом был принят атмосферный воздух на всех участках установки. Кроме того, не учитывались потери давления рабочего тела при транспортировке; принят одноконтурный КУ.

Пример блока исходных данных, подготовленный по технологии Mathcad Calculation Server [6] (технология, которая позволяет публиковать расчеты в программе Mathcad в сети Internet с возможностью работы с такими расчетами в интерактивном режиме), приведен на рис. 4. В проведенных исследованиях изменялись только данные, усложняющие цикл ГТУ.

Итак, находясь на сайте http://twf.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html, выбрав необходимую установку, изменяя в интерактивном режиме исходные данные, которые находятся в специальных ячейках (технология Mathcad Calculation Server), и нажимая «живую кла-

Адрес: <http://twf.mpei.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-25.xmcd>

Параметры ГТУ

Температура $t_{3г}$, °С Общая степень повышения давления в компрессоре π_k

Количество компрессоров k Количество газовых турбин t

Степень повышения давления в компрессорах перед промежуточным охлаждением воздуха π_{k_i}

Степень расширения газов в газовых турбинах перед промежуточным подводом теплоты $\pi_{г_i}$

Допустимая температура поверхности рабочих лопаток $t_{ст}$, °С Рабочее тело af

Давление $p_{1г}$, МПа Внутренний относительный КПД компрессора η_{0i_k} , %

Температура $t_{1г}$, °С Внутренний относительный КПД ГТ $\eta_{0i_г}$, %

Козф. интенсивности охлаждения C , 1/10000 К

Параметры ПТУ

Давление пара на входе в ЧВД $p_{1п}$, МПа Давление пара в отборе на деаэрактор, $p_{4п}$, МПа

Температура пара на входе в ЧВД $t_{1п}$, °С Давление пара на выходе из ПТ, $p_{5п}$, кПа

Давление пара на выходе из ПП, $p_{2п}$, МПа

В случае отсутствия промперегрева пара необходимо задать $p_{2п}$ равным $p_{1п}$

Максимальная температура продуктов сгорания в ПГ (в случае автономной работе ПТУ) $t_{пг_max}$, °С

внутр. отн. КПД пит насоса $\eta_{0i_пн}$, % внутр. отн. КПД паровой турбины $\eta_{0i_пт}$, %

Параметры ПГУ (дополнительно)

Температура конденсата на входе в ГПК, $t_{7п}$, °С

Мин. температ. напор между газом и водой в экон. КУ, $\delta t_{min_э}$, °С

Рис. 4. Блок исходных данных, подготовленный по технологии Mathcad Calculation Server, для расчета ГТУ и ПГУ КУ

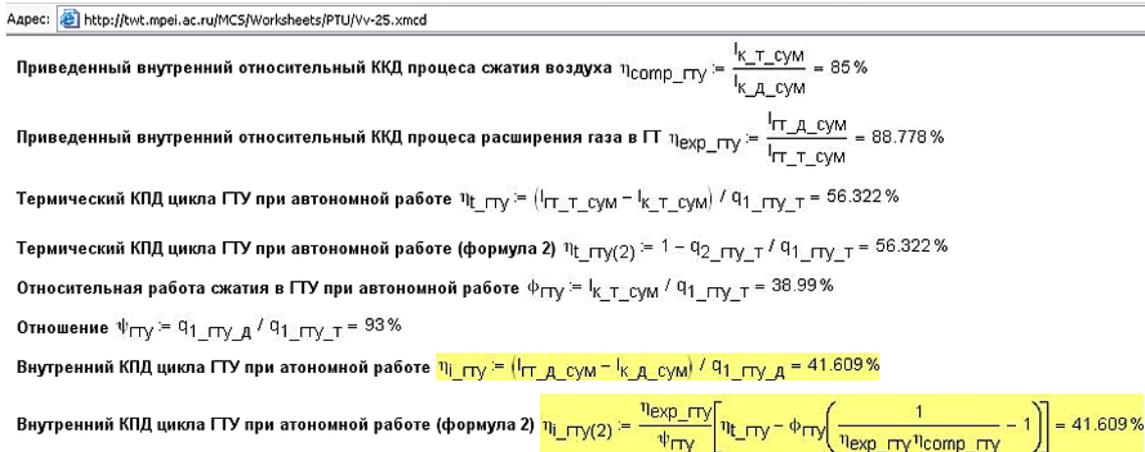


Рис. 5. Пример результатов сетевого расчета характеристик ГТУ

вишу» Recalculate, можно рассчитать характеристики установки (рис. 5). Сделав подобным образом серию расчетов, получим массивы зависимостей параметров работы установки от введенных исходных данных. Такие зависимости можно привести, например, в виде графиков.

На рис. 6–13 приведены в виде графиков обобщенные результаты сетевых расчетов влияния температуры газа на входе в газовую турбину и усложнения цикла автономной безрегенеративной ГТУ открытого типа на ее внутренний КПД η_i . При этом результаты, соответствующие данным на рис. 4 и рис. 5, обозначены на графиках красными точками.

Как видно из рис. 6, при увеличении температуры газа $t_{3Г}$ на входе в газовую турбину безрегенеративной ГТУ простого цикла от 1200 °С до 1500 °С внутренний КПД η_i этой установки при постоянных других условиях, которые приняты в данных исследованиях, увеличивается. Например, при $\pi_{\text{к}} = 30$ данный КПД при увеличении температуры газа $t_{3Г}$ от 1200 до 1500 °С увеличивается на 3,0 %.

Происходит это потому, что, несмотря на уменьшение термического КПД данной ГТУ (рис. 6, б), при увеличении температуры $t_{3Г}$ от 1200 до 1500 °С уменьшается относительная работа сжатия (рис. 6, в).

Также при определенной температуре $t_{3Г}$ имеет место оптимальное значение общей степени сжатия воздуха $\pi_{\text{к}}$, при которой КПД ГТУ η_i имеет наибольшее значение. Это объясняется тем, что при увеличении $\pi_{\text{к}}$ увеличивается термический КПД данной ГТУ (рис. 6, б), но вместе с тем увеличивается и относительная работа сжатия (рис. 6, в). Это в соответствии с формулой (6) обуславливает наличие оптимального значения $\pi_{\text{к}}$ (рис. 6, а). Необходимо отметить, что при росте $t_{3Г}$ оптимальное значение общей степени сжатия воздуха $\pi_{\text{к}}$, при котором КПД η_i имеет наибольшее значение, увеличивается.

На рис. 7–9 показаны результаты сетевых расчетов влияния многоступенчатого сжатия воздуха в автономной безрегенеративной ГТУ на внутренний КПД η_i этой установки при одноступенчатым расширением газа в газовой турбине.

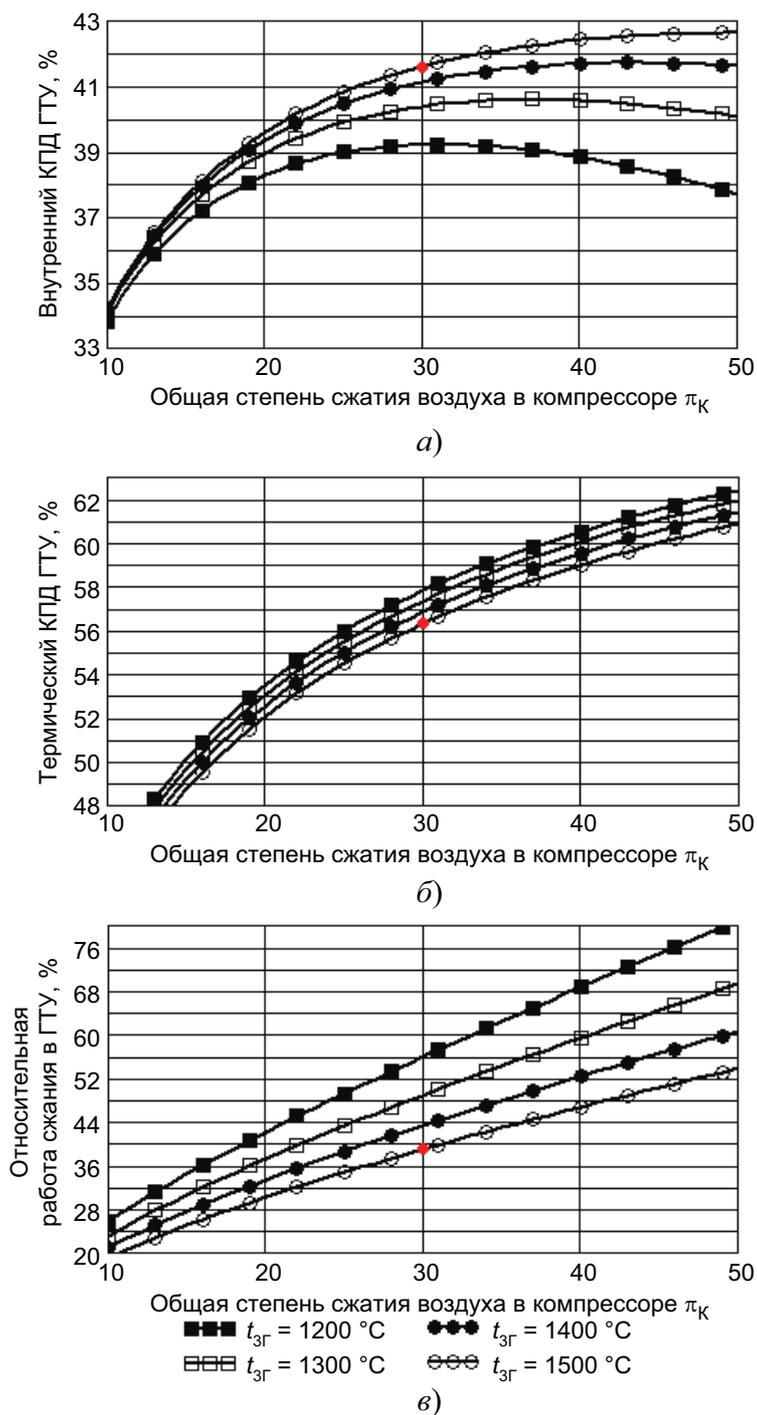


Рис. 6. Результаты исследований влияния температуры газа $t_{3Г}$ на входе в газовую турбину безрегенеративной автономной ГТУ
 а – на внутренний КПД ГТУ; б – на термический КПД ГТУ; в – на относительную работу сжатия

Из рис. 7 видим, что увеличение числа ступеней сжатия воздуха k с его промежуточным охлаждением позволяет также повысить внутренний КПД безрегенеративной ГТУ η_i . Отметим, что, например, при температуре $t_{3Г} = 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ и двухступенчатом сжатии воздуха можно повысить КПД данной ГТУ η_i до значений, которые имеют место при температуре $t_{3Г} = 1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ и одноступенчатом сжатии. Кроме того, видим, что при увеличении числа сту-

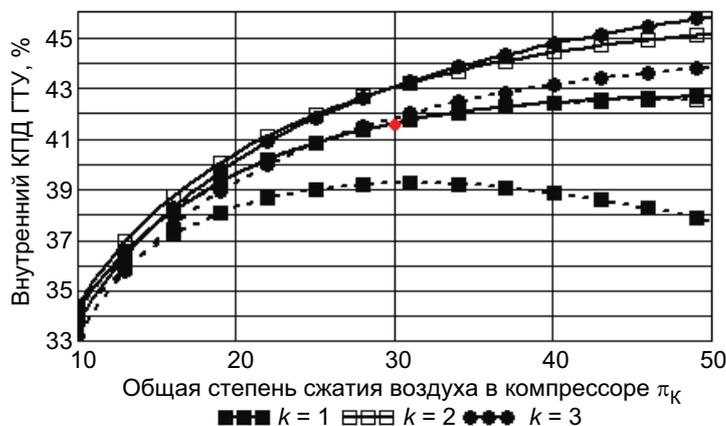


Рис. 7. Результаты исследований влияния увеличения числа ступеней сжатия воздуха k с его промежуточным охлаждением и общей степени сжатия воздуха π_K на внутренний КПД цикла безрегенеративной ГТУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °С; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С; степень сжатия воздуха перед его промежуточным охлаждением составляет 2,0; расширение газа одноступенчатое

пней сжатия воздуха k растет оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_K , при которой внутренний КПД ГТУ η_i имеет максимальное значение.

Из рис. 8 следует, что, например, при температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °С и переходе от одноступенчатого сжатия воздуха к двухступенчатому внутренний КПД ГТУ возрастает от 39,2 % до 41,8 %, то есть на 1,6 %, а уже при переходе от двухступенчатого сжатия воздуха к трехступенчатому внутренний КПД возрастает от 41,8 до 42,2 %, то есть всего на 0,4 %. Из этого можно сделать вывод, что при использовании многоступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением внутренний КПД автономной безрегенеративной ГТУ растет больше всего, если перейти от одноступенчатого сжатия к двухступенчатому. Причем, чем больше ступеней сжатия воздуха k , тем меньше оптимальное зна-

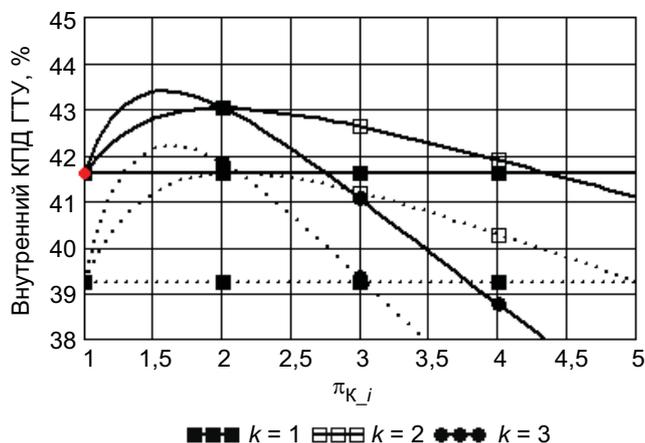


Рис. 8. Результаты исследований влияния числа ступеней сжатия воздуха k с его промежуточным охлаждением и степени π_{K_i} сжатия воздуха перед его охлаждением на внутренней КПД цикла безрегенеративной ГТУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °С; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С; расширение газа одноступенчатое; общая степень сжатия воздуха $\pi_K = 30$

чение степени сжатия воздуха π_{K_i} перед его промежуточным охлаждением и, вместе с тем, резко падает значение внутреннего КПД η_i при увеличении π_{K_i} , достигая даже меньших значений, чем при отсутствии многоступенчатого сжатия воздуха с его промежуточным охлаждением.

Из рис. 9 видно, что при увеличении степени сжатия воздуха π_{K_i} перед его промежуточным охлаждением и двухступенчатом сжатии увеличивается оптимальное значение общей степени сжатия π_K , при которой внутренний КПД ГТУ η_i получает максимальное значение.

На рис. 10–12 представлены результаты сетевых расчетов влияния применения многоступенчатого расширения газа в газовой турбине на внутренний КПД η_i автономной безрегенеративной ГТУ при одноступенчатом сжатии воздуха.

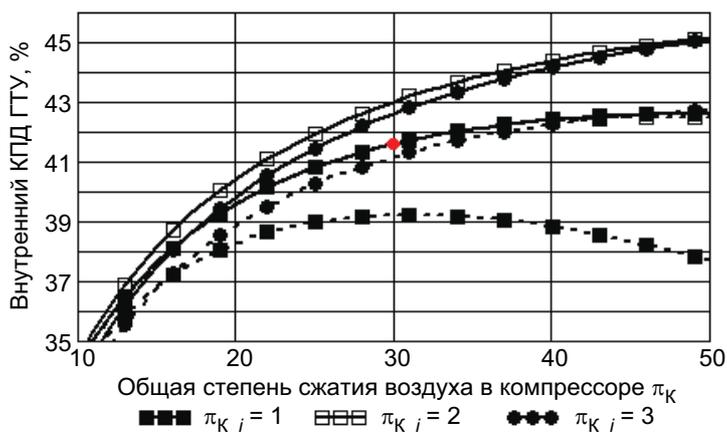


Рис. 9. Результаты исследований влияния степени сжатия воздуха в компрессоре K_1 π_{K_i} и общей степени сжатия воздуха π_K на внутренний КПД цикла автономной безрегенеративной ГТУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °C; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °C, сжатие воздуха двухступенчатое; расширение газа одноступенчатое

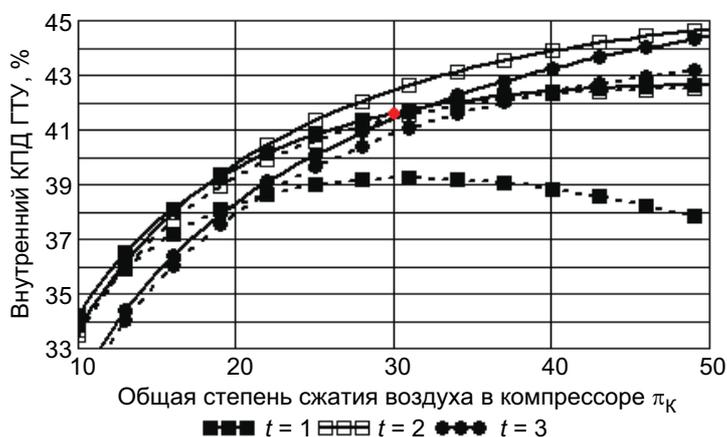


Рис. 10. Результаты исследований влияния числа ступеней расширения газа t с промежуточным подводом теплоты и общей степени сжатия воздуха π_K на внутренний КПД цикла безрегенеративной ГТУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1200$ °C; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1500$ °C; степень расширения газа перед промежуточным подводом теплоты составляет 2,0; сжатие воздуха одноступенчатое

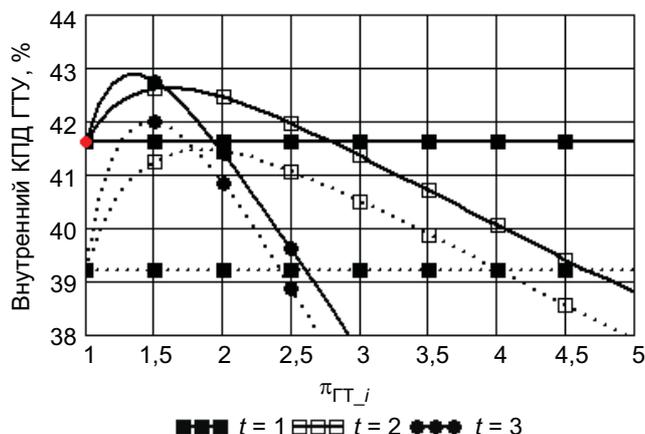


Рис. 11. Результаты исследований влияния числа ступеней расширения газа t с промежуточным подводом теплоты и степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ перед промежуточным подводом теплоты на внутренний КПД цикла безрегенеративной ГТУ:

штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1200$ °C;
 сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1500$ °C;
 сжатие воздуха одноступенчатое; общая степень сжатия воздуха $\pi_K = 30$

Из рис. 10 видно, что увеличение числа ступеней расширения газа t с промежуточным подводом теплоты также позволяет повысить внутренний КПД η_i данной ГТУ. При увеличении t растет оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_K , при котором внутренний КПД η_i ГТУ получает наибольшее значение.

Из рис. 11 следует, что, например, при температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °C и переходе от одноступенчатого расширения газа к двухступенчатому внутренний КПД ГТУ возрастает от 39,2 % до 41,6 %, то есть на 1,4 %, а уже при переходе от двухступенчатого расширения газа к трехступенчатому внутренний КПД возрастает от 41,6 до 42,0 %, то есть всего на 0,4 %. Из этого можно сделать вывод, что при использовании многоступенчатого расширения газа с промежуточным подводом теплоты внутренний КПД автономной безрегенеративной ГТУ растет больше всего, если перейти от одноступенчатого расширения к двухступенчатому. Причем, чем больше ступеней расширения газа t , тем меньше оптимальное значение степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ перед промежуточным подводом теплоты и, вместе с тем, резко падает значение внутреннего КПД η_i при увеличении показателя $\pi_{ГТ_i}$, достигая даже меньших значений, чем при отсутствии многоступенчатого расширения газа с промежуточным подводом теплоты.

Из рис. 12 видно, что при увеличении степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ в газовой турбине перед промежуточным подводом теплоты и при определенном числе ступеней расширения газа (в данном случае рассматривается двухступенчатое расширение газа) увеличивается оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_K , при котором внутренний КПД η_i ГТУ получает наибольшее значение.

На рис. 13 показано влияние степени сжатия воздуха $\pi_{К_i}$ в компрессорах перед промежуточным охлаждением воздуха и степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ в газовых турбинах перед про-

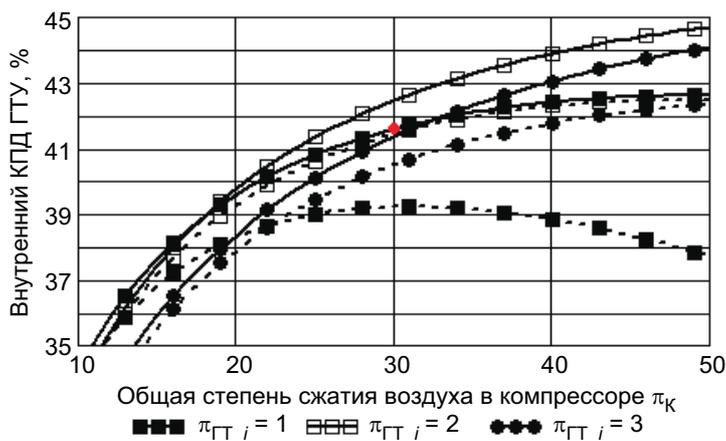


Рис. 12. Результаты исследований влияния степени расширения газа в газовой турбине ГТ_1 перед промежуточным подводом теплоты $\pi_{ГТ_i}$ и общей степени сжатия воздуха π_K на внутренний КПД цикла безрегенеративной ГТУ:
штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °C;
сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °C;
расширение газа двухступенчатое; сжатие воздуха одноступенчатое

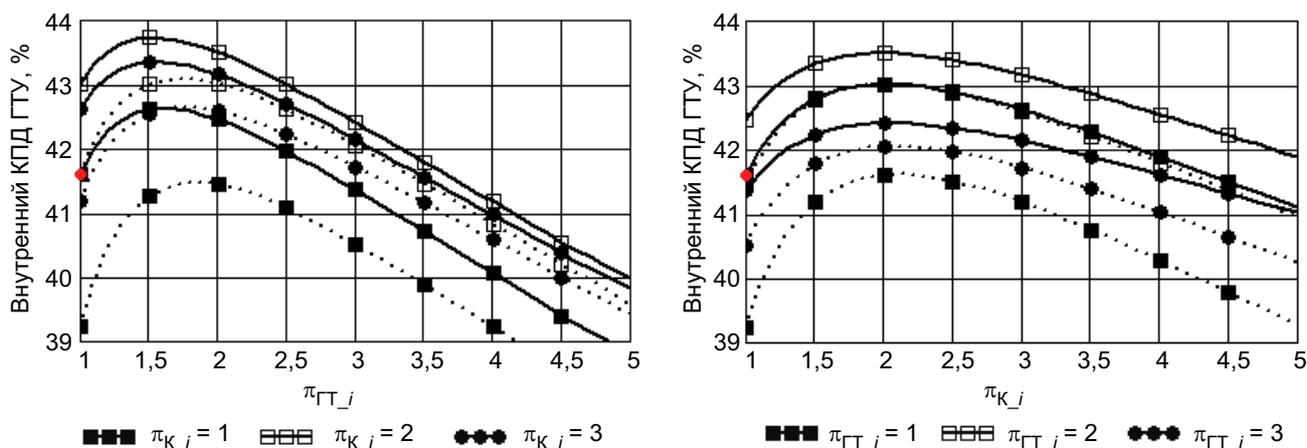


Рис. 13. Результаты исследований влияния степени сжатия $\pi_{К_i}$ воздуха перед промежуточным охлаждением в компрессоре К_1 и степени расширения $\pi_{ГТ_i}$ газа в газовой турбине ГТ_1 перед промежуточным подводом теплоты на внутренний КПД цикла безрегенеративной ГТУ:
штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °C;
сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °C;
сжатие воздуха и расширение газа – двухступенчатое; общая степень сжатия воздуха $\pi_K = 30$

межуточным подводом теплоты на внутренний КПД η_i данной ГТУ при общей степени сжатии воздуха $\pi_K = 30$. Сжатие воздуха и расширение газа – двухступенчатые.

Видно, что существуют оптимальные значения $\pi_{К_i}$ и $\pi_{ГТ_i}$, при которых внутренний КПД η_i ГТУ максимальный. Причем оптимальные значения этих величин почти одинаковые в диапазоне изменения температуры газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ – 1500 °C.

На рис. 14 приведен пример результатов сетевого расчета ПГУ КУ в соответствии с исходными данными рис. 4.

Адрес: <http://twt.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/PTU/Vv-25.xmcd>

РАСЧЕТ ПГУ (выходные газы ГТУ направляются в котел-утилизатор ПТУ)

Температура газов на входе в КУ

$$t_{ГТ_ВЫХ_Д} := \begin{cases} t_{ГТ_ВЫХ_Д_{k-1}} & \text{if } k > 1 = 597^\circ\text{C} \\ t_{ГТ_ВЫХ_Д} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Проверка значения температуры газов на входе в КУ

$$t_{1П} := \text{if}(t_{ГТ_ВЫХ_Д} - t_{1П} > 20\text{K}, t_{1П}, \text{"Разница } t_{ГТ_ВЫХ_Д} - t_{1П} \text{ должна быть больше за } 20 \text{ градусов"}) = 560^\circ\text{C}$$

Параметры газов на выходе из ГПК КУ (г.7г)

$$h_{7Г} := h_{6Г} - (m_{п} - m_{п}\alpha_{4ПД_ПГУ} + m_{р})(h_{8П} - h_{7П}) = 458.776 \text{ кДж/кг газа}$$

$$t_{7Г} := \text{wspgTGSN}(af, h_{7Г}) = 183^\circ\text{C}$$

$$t_{7Г} := \text{if}(t_{7Г} > t_{7П} + 10\text{K}, t_{7Г}, \text{"Температура } t_{7Г} \text{ должна быть больше } t_{7П}) = 183^\circ\text{C}$$

$$s_{7Г} := \text{wspgSGSPT}(af, p_{1Г}, t_{7Г}) = 7.295 \text{ кДж/(кг газа К)}$$

Действительная теплота, подведенная в ПГУ $q_{1_ПГУ_Д} := q_{1_ГТУ_Д}$

Действительная работа ГТУ в составе ПГУ $l_{ГТУ_ПГУ_Д} := l_{ГТ_Д_СУМ} - l_{к_Д_СУМ} = 469 \text{ кДж/кг газа}$

Действительная работа ПТ в составе ПГУ $l_{ПТ_ПГУ_Д} := [(h_{1П} - h_{2ПД}) + (h_{3П} - h_{4ПД}) + (1 - \alpha_{4ПД_ПГУ})(h_{4ПД} - h_{5ПД})]m_{п} = 208.69 \text{ кДж/кг газа}$

Действительная работа ПН в составе ПГУ $l_{ПН_ПГУ_Д} := l_{ПН_Д}m_{п}$

Действительная работа ПТУ в составе ПГУ $l_{ПТУ_ПГУ_Д} := 206 \text{ кДж/кг газа}$

Внутренний КПД ПГУ $\eta_{i_ПГУ} := (l_{ГТУ_ПГУ_Д} + l_{ПТУ_ПГУ_Д}) / q_{1_ПГУ_Д} = 59.856 \%$

Рис. 14. Пример результатов сетевого расчета характеристик ПГУ КУ

На рис. 15–22 приведены в виде графиков обобщенные результаты сетевых расчетов по исследованию влияния температуры газа на входе в газовую турбину и усложнения цикла ГТУ в составе ПГУ КУ на внутренний КПД ПГУ КУ. Причем результаты, соответствующие данным на рис. 4 и 14, обозначены на графиках красными точками.

Как видно из рис. 15, при увеличении температуры газа $t_{3Г}$ на входе в газовую турбину от 1200 до 1500 °С внутренний КПД ПГУ КУ η_i растет почти на 5–8 %.

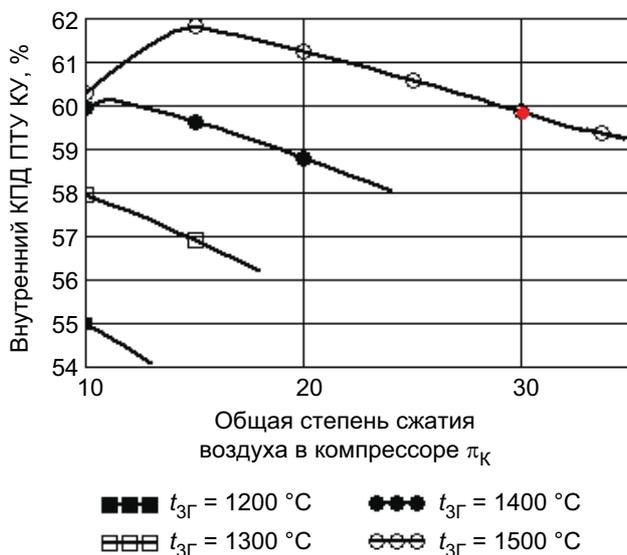


Рис. 15. Результаты исследований влияния температуры газа $t_{3Г}$ на входе в газовую турбину на внутренний КПД η_i цикла ПГУ КУ

Вместе с тем видим, что для заданной температуры $t_{3Г}$ существует оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_K , при котором внутренний КПД η_i ПГУ КУ имеет наибольшее значение. Причем оптимальное значение π_K значительно меньше, чем для автономной ГТУ (см. рис. 6).

Это обусловлено тем, что, несмотря на увеличение внутреннего КПД автономной ГТУ при увеличении π_K до 30–50 (рис. 6), показатель M_{Rc} уменьшается, поскольку уменьшается температура газа на входе в КУ, увеличивается температура газа на выходе из КУ (все это влияет на уменьшение паропроизводительности одноконтурного КУ), хотя уменьшается количество теплоты, которое подводится к ПГУ КУ извне. А это, в свою очередь, вызывает снижение внутреннего КПД η_i ПГУ КУ [(см. формулу (7)].

Отметим, что в данном случае внутренний КПД η_i ПГУ КУ определяется не для всего диапазона изменения общей степени сжатия воздуха π_K . Это обусловлено тем, что при увеличении π_K уменьшается температура газа на входе в КУ, и при температурном напоре между газами и паром на входе газов в КУ меньше 20 °С расчет не выполнялся.

На рис. 16–18 показано влияние применения многоступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением в ПГУ КУ на внутренний КПД η_i этой установки при одноступенчатом расширении газа в газовой турбине ГТУ.

Из рис. 16 видно, что увеличение числа ступеней сжатия воздуха k с его промежуточным охлаждением при заданном π_K вызывает уменьшение внутреннего КПД ПГУ КУ η_i . Это обусловлено тем, что, несмотря на увеличение внутреннего КПД автономной ГТУ при увеличении k (рис. 7), показатель M_{Rc} уменьшается, поскольку увеличивается количество теплоты, кото-

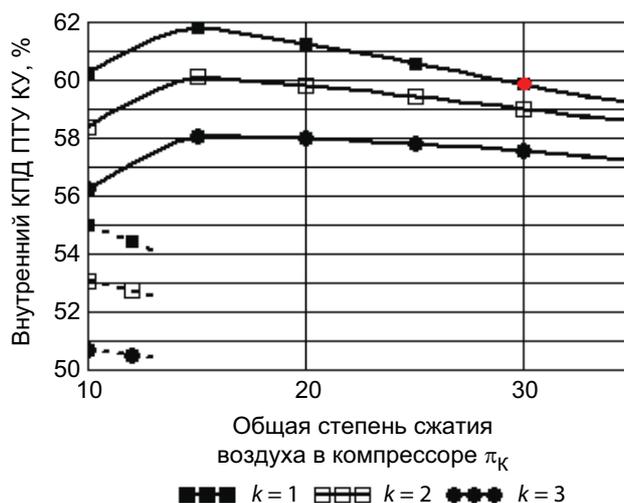


Рис. 16. Результаты исследований влияния числа ступеней сжатия воздуха k с промежуточным его охлаждением и общей степени сжатия воздуха π_K на внутренний КПД цикла ПГУ КУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °С; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С; степень сжатия воздуха в компрессорах перед промежуточным охлаждением составляет 2,0; расширение газа одноступенчатое

рое подводится к ПГУ КУ извне. А это, в свою очередь, вызывает снижение внутреннего КПД η_i ПГУ КУ [см. формулу (7)].

Также видно, что для заданного значения k существует оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_K , при котором внутренний КПД η_i ПГУ КУ имеет наибольшее значение. Причем это оптимальное значение значительно меньше, чем для автономной ГТУ (см. рис. 7).

Кроме того, в отличие от автономной ГТУ (рис. 7), увеличение числа ступеней сжатия воздуха k не влияет на рост оптимального значения π_K , при котором внутренний КПД ПГУ КУ η_i получает максимальное значение.

Из рис. 17 видно, что, в отличие от автономной ГТУ (рис. 8), внутренний КПД η_i ПГУ КУ увеличивается незначительно при увеличении числа ступеней сжатия воздуха k и очень малых значениях $\pi_{K_i} < 1,3$. При дальнейшем увеличении π_{K_i} КПД ПГУ КУ становится меньше, чем при одноступенчатом сжатии воздуха. Это обусловлено тем, что, например, при температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С, несмотря на увеличение внутреннего КПД автономной ГТУ в диапазоне изменения π_{K_i} 1,3–5 (рис. 8) за счет перехода от одноступенчатого сжатия воздуха к двухступенчатому, в ПГУ КУ при росте π_{K_i} от 1,3 до 5 показатель M_{RC} уменьшается, поскольку увеличивается количество теплоты, которое подводится к ПГУ КУ извне. А это, в свою очередь, влияет на снижение внутреннего КПД ПГУ КУ [см. формулу (7)].

Из рис. 18 видно, что, например, для двухступенчатого сжатия воздуха, в отличие от автономной безрегенеративной ГТУ (рис. 9), при увеличении степени сжатия воздуха π_{K_i} перед промежуточным его охлаждением от единицы до трех значение оптимальной степени сжатия воздуха π_K , при котором внутренний КПД ПГУ КУ η_i получает максимальное значение, является постоянным.

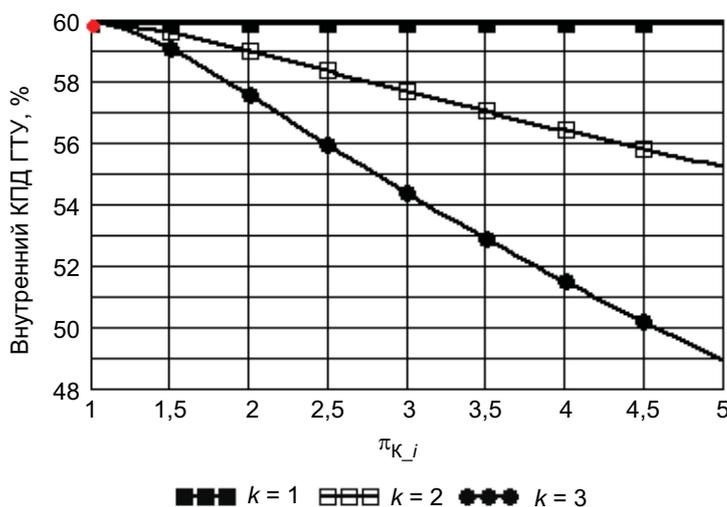


Рис. 17. Результаты исследований влияния увеличения числа ступеней сжатия воздуха k с промежуточным охлаждением и степени сжатия воздуха π_{K_i} в компрессоре перед промежуточным охлаждением на внутренний КПД цикла ПГУ КУ температура газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С; расширение газа одноступенчатое; общая степень сжатия воздуха $\pi_K = 30$

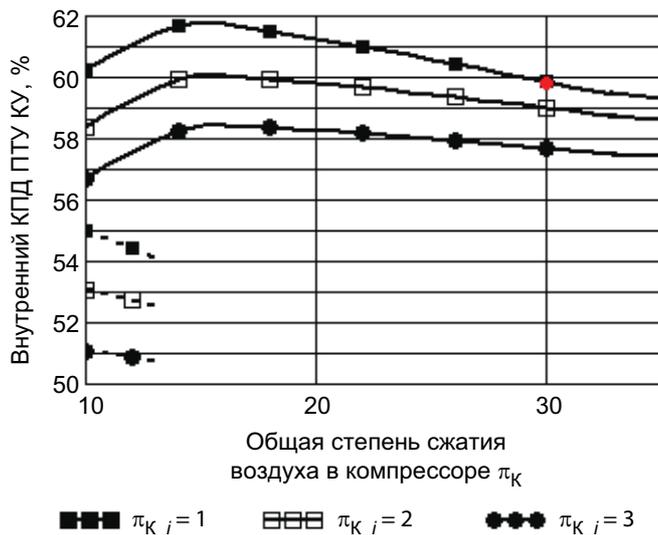


Рис. 18. Результаты исследований влияния степени сжатия воздуха π_{k_j} в компрессоре К_1 перед промежуточным охлаждением и общей степени сжатия воздуха π_k на внутренний КПД цикла ПГУ КУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °С; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С; сжатие воздуха двухступенчатое; расширение газа одноступенчатое

На рис. 19–21 показано влияние применения многоступенчатого расширения газа в ГТУ на внутренний КПД η_i ПГУ КУ при одноступенчатом сжатии воздуха.

Кроме того, на рис. 19 для примера дополнительно приведены результаты исследований влияния числа ступеней расширения газа t с промежуточным подводом теплоты и общей степени сжатия воздуха π_k на: показатель $M_{Rc} - \delta$), температуру газов на входе в КУ – ϵ) и температуру газов на выходе из КУ – ζ).

Из рис. 19, а видно, что увеличение числа ступеней расширения газа t с промежуточным подводом теплоты при постоянной общей степени сжатия воздуха π_k позволяет повысить внутренний КПД η_i ПГУ КУ.

Это обусловлено тем, что в данном случае при росте t показатель M_{Rc} увеличивается (рис. 19, б), поскольку увеличивается паропроизводительность КУ за счет увеличения температуры газов на входе в КУ (рис. 19, в) и уменьшения температуры газов на выходе из КУ (рис. 19, з). Хотя при этом увеличивается и количество теплоты, которое подводится к ПГУ КУ извне.

Также из рис. 19, а видно, что при увеличении t растет оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_k , при котором внутренний КПД η_i ПГУ КУ получает наибольшее значение. Это объясняется тем, что растет оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_k , при которой внутренний ККД η_i ГТУ получает наибольшее значение (рис. 10). Хотя в данном случае это оптимальное значение меньше, чем в автономной ГТУ, поскольку здесь проявляется влияние уменьшения M_{Rc} при увеличении π_k (рис. 19, б).

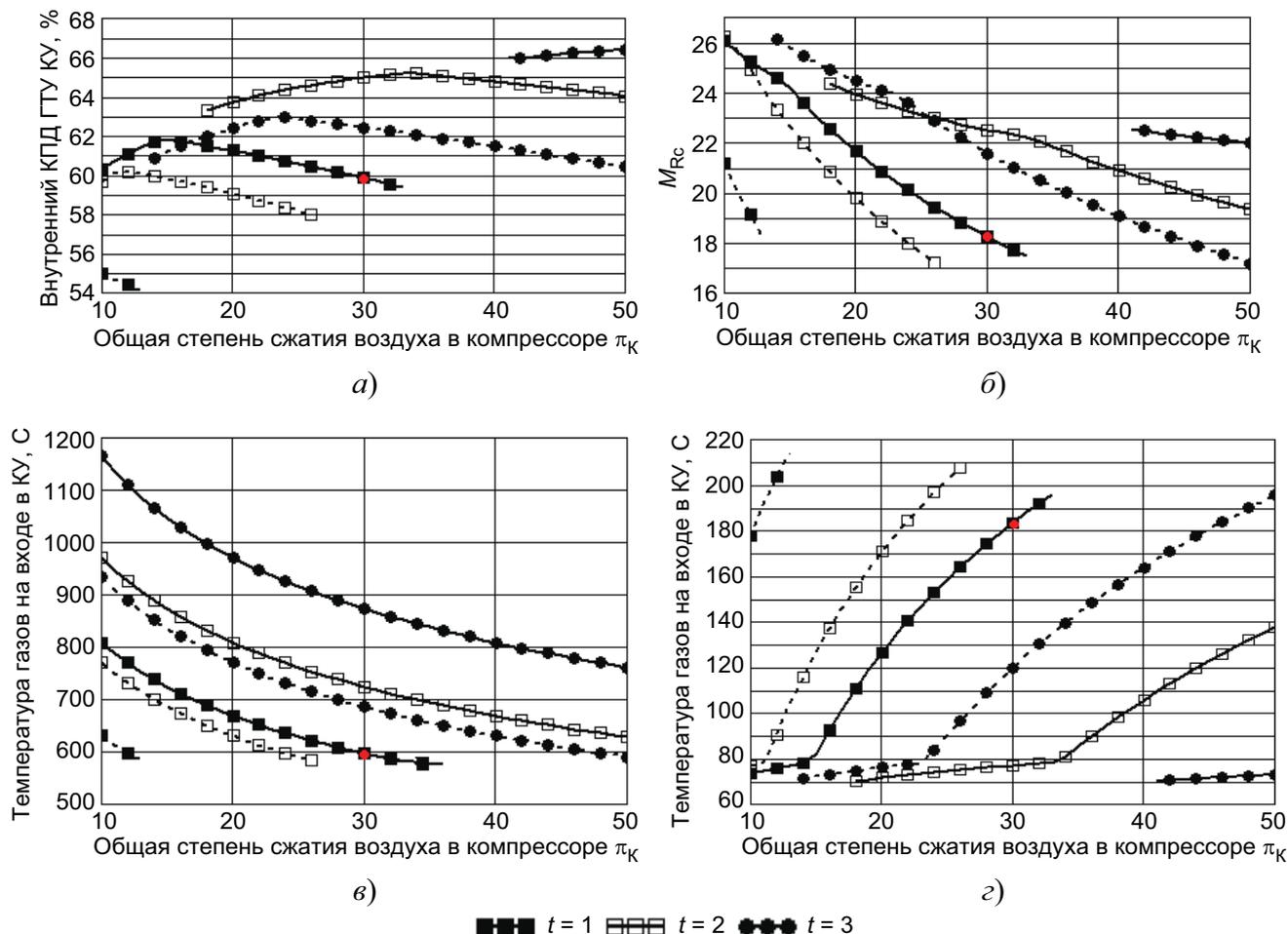


Рис. 19. Результаты исследований влияния числа ступеней расширения газа t с промежуточным подводом теплоты и общей степени сжатия воздуха π_k :

a – на внутренний КПД цикла ПГУ КУ; b – на показатель M_{RC} ; v – на температуру газов на входе в КУ;

z – на температуру газов на выходе из КУ;

штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1200$ °С;

сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1500$ °С;

степень расширения газа в промежуточных газовых турбинах составляет 2,0; сжатие воздуха одноступенчатое

Отметим, что на рис. 19, a при определенных значениях общей степени сжатия воздуха π_k внутренний КПД η_i ПГУ КУ не определялся. Это обусловлено тем, что при увеличении π_k уменьшается температура газа на входе в КУ (рис. 19, v), и при температурном напоре между газами и паром на входе газов в КУ меньше 20 °С расчет не выполнялся. Также при уменьшении π_k уменьшается температура газов на выходе из КУ (рис. 19, z), достигая минимально возможного с точки зрения недопущения конденсации водяных паров из продуктов сгорания значения -70 °С. Из рис. 19, z также видно, что при увеличении общей степени сжатия воздуха π_k в пределах реализации цикла ПГУ КУ увеличивается температура газов на выходе с КУ до 120–200 °С. Это позволяет использовать двух- и трехконтурные котлы-утилизаторы для увеличения паропроизводительности, что, в свою очередь, очевидно, увеличит показатель M_{RC} и, согласно формуле (7), увеличит внутренний КПД ПГУ КУ.

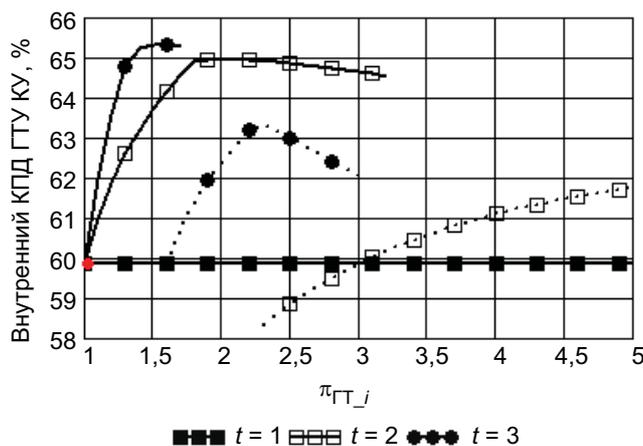


Рис. 20. Результаты исследований влияния числа ступеней расширения газа t с промежуточным подводом теплоты и степени расширения газа в промежуточных газовых турбинах $\pi_{ГТ_i}$ на внутренний КПД цикла ПГУ КУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1200\text{ °C}$; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовые турбины $t_{3Г} = 1500\text{ °C}$; сжатие воздуха одноступенчатое; общая степень сжатия воздуха $\pi_K = 30$

На рис. 20 показано, что, кроме числа ступеней расширения газа t , внутренний КПД ПГУ КУ η_i также зависит и от степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ в турбинах перед промежуточным подводом теплоты. Причем, существуют оптимальные значения показателя $\pi_{ГТ_i}$, при которых внутренний КПД η_i данной установки получает наибольшее значение. Так же, как и для автономной ГТУ (рис. 11), чем больше число ступеней расширения газа t , тем меньше оптимальное значение степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ в газовых турбинах перед промежуточным подводом теплоты, при которой внутренний КПД η_i ПГУ КУ имеет наибольшее значение.

Из рис. 21 видно, что, как и для автономной ГТУ (рис. 12), при двухступенчатом расширении газа и увеличении степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ в газовой турбине перед промежуточным подводом теплоты увеличивается оптимальное значение общей степени сжатия воздуха π_K , при котором внутренний КПД η_i ПГУ КУ получает наибольшее значение. Здесь коррективы вносит уменьшение показателя M_{Rc} при увеличении π_K .

На рис. 22 показано влияние степени сжатия воздуха π_{K_i} в компрессоре перед промежуточным охлаждением воздуха и степени расширения газа $\pi_{ГТ_i}$ в газовой турбине перед промежуточным подводом теплоты на внутренний КПД η_i данной ПГУ при общей степени сжатия воздуха $\pi_K = 30$. Сжатие воздуха и расширение газа – двухступенчатые.

Из рис. 22 видно, что существуют оптимальные значения $\pi_{ГТ_i}$, при которых внутренний КПД η_i ПГУ КУ максимальный. Причем оптимальные значения этих величин, в отличие от автономной ГТУ (рис. 13), – разные при разных температурах газа на входе в газовую турбину $t_{3Г}$. Например, при температуре $t_{3Г} = 1200\text{ °C}$ оптимальные значения $\pi_{ГТ_i}$, при которых внутренний КПД η_i ПГУ КУ максимальный, больше пяти. При температуре $t_{3Г} = 1500\text{ °C}$ оптимальные значения $\pi_{ГТ_i}$, при которых КПД η_i максимальный, равны 2–2,5.

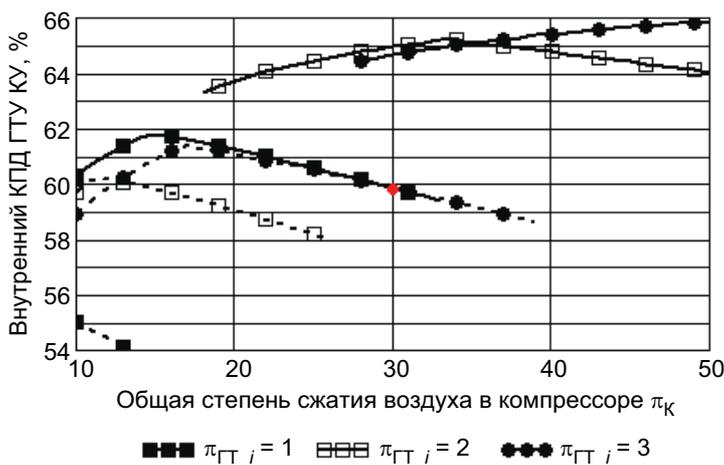


Рис. 21. Результаты исследований влияния степени расширения газа в газовой турбине ГТ₁ $\pi_{ГТ_i}$ перед промежуточным подводом теплоты и общей степени сжатия воздуха π_K на внутренний КПД цикла ПГУ КУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °С; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С; расширение газа двухступенчатое; сжатие воздуха одноступенчатое

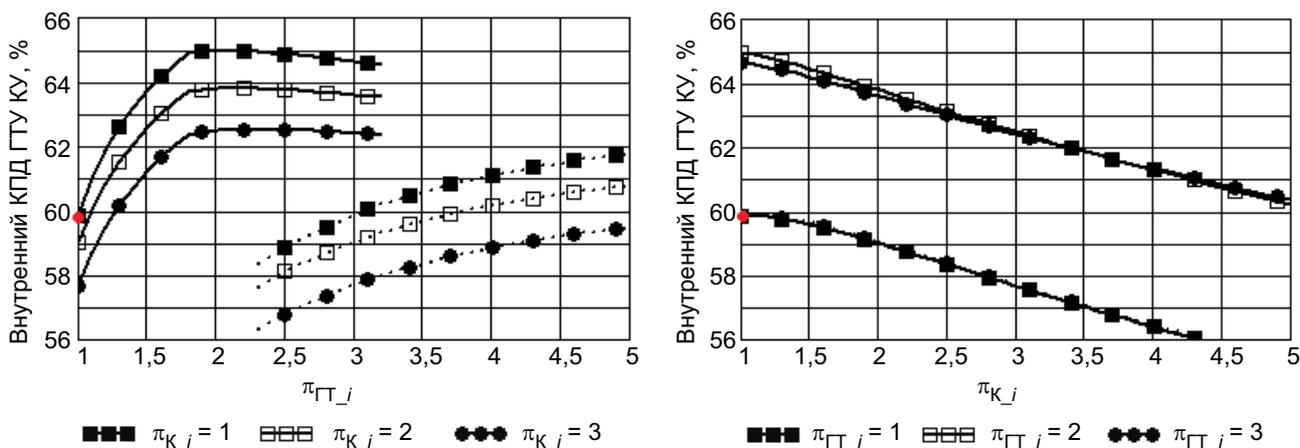


Рис. 22. Результаты исследований влияния степени сжатия воздуха в компрессоре К₁ $\pi_{К_i}$ перед промежуточным охлаждением воздуха и степени расширения газа в газовой турбине ГТ₁ $\pi_{ГТ_i}$ перед промежуточным подводом теплоты на внутренний КПД цикла ПГУ КУ: штриховые линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1200$ °С; сплошные линии соответствуют температуре газа на входе в газовую турбину $t_{3Г} = 1500$ °С; сжатие воздуха и расширение газа двухступенчатые; общая степень сжатия воздуха $\pi_K = 30$

Кроме того, из рис. 22 видно, что, в отличие от автономной ГТУ (рис. 13), при увеличении $\pi_{К_i}$ внутренний КПД η_i ПГУ КУ сначала очень незначительно повышается (см. также рис. 17), а затем резко уменьшается. То есть применение в данном случае многоступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением в ПГУ КУ практически не позволяет повысить эффективность такой установки.

Как показал анализ, полученные результаты хорошо согласуются с существующими литературными данными.

Приведенная методика расчетов циклов ГТУ и ПГУ КУ позволяет проводить в интерактивном режиме количественную оценку влияния широкого спектра влияющих факторов как на промежуточные, так и на конечные характеристики данных установок, что существенно упрощает и расширяет возможности их исследования.

Выводы

1. Использование математического пакета Mathcad, сетевым публикатором которого является Mathcad Calculation Server, позволяет проводить в сети Интернет расчеты, не прибегая к помощи сторонних программистов.

2. На примере термодинамического анализа и оптимизации циклов ГТУ и ПГУ КУ показано, что созданный сайт http://twt.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html позволяет за счет возможности изменения исходных данных в интерактивном режиме проводить сетевые расчеты и анализ циклов тепловых двигателей.

3. Полученные результаты исследования влияния усложнения циклов ГТУ и ПГУ КУ за счет многоступенчатого сжатия воздуха и многоступенчатого подвода теплоты на внутренний КПД данных установок, выполненных при помощи сайта http://twt.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html, хорошо согласуются с данными, которые представлены в литературе.

4. Сайт http://twt.mpei.ru/ochkov/VPU_Book_New/mas/index.html общедоступен, постепенно расширяется, расчеты корректируются и создаются новые, что также является существенным преимуществом по сравнению, например, с бумажными источниками.

Литература

1. **Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н.** Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций: учебное пособие для вузов / Под ред. С.В. Цанева. М.: Издательский дом МЭИ, 2006.

2. **Андрющенко А.И.** О термодинамической эффективности сложных циклов ГТУ в парогазовых установках // Теплоэнергетика. 1998. № 3.

3. **Уваров В.В.** Газовые турбины и газотурбинные установки: учебное пособие для машиностроит. вузов и факультетов. М.: Высшая школа, 1970.

4. **Андрющенко А.И., Дубинин А.Б.** Образцовые циклы теплоэнергетических установок и их оптимизация. Саратов: Сарат. политехн. ин-т, 1988.

5. **Лебедев А.С., Костенников С.В.** Тенденции повышения эффективности ГТУ // Теплоэнергетика. 2008. № 6.

6. **Очков В.Ф., Александров А.А., Орлов К.А.** и др. Сетевые расчеты процессов и циклов теплоэнергетических установок // Новое в российской электроэнергетике. 2008. № 10.