

# Исследование путей совершенствования рекуперативного цикла ГТУ средствами эксергетического анализа

А. С. Косой<sup>1</sup>, Ю. А. Борисов<sup>1</sup>, М. В. Синкевич<sup>1</sup>, Э. Р. Рамазанов<sup>1,2</sup> и  
Л. Е. Вендланд<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Объединенный институт высоких температур РАН, Ижорская ул., 13, стр.2, Москва 125412, Россия

<sup>2</sup> Российский университет дружбы народов имени Патриса Лумумбы, Миклухо-Маклая 6, Москва 117198, Россия

E-mail: vendland1@gmail.com

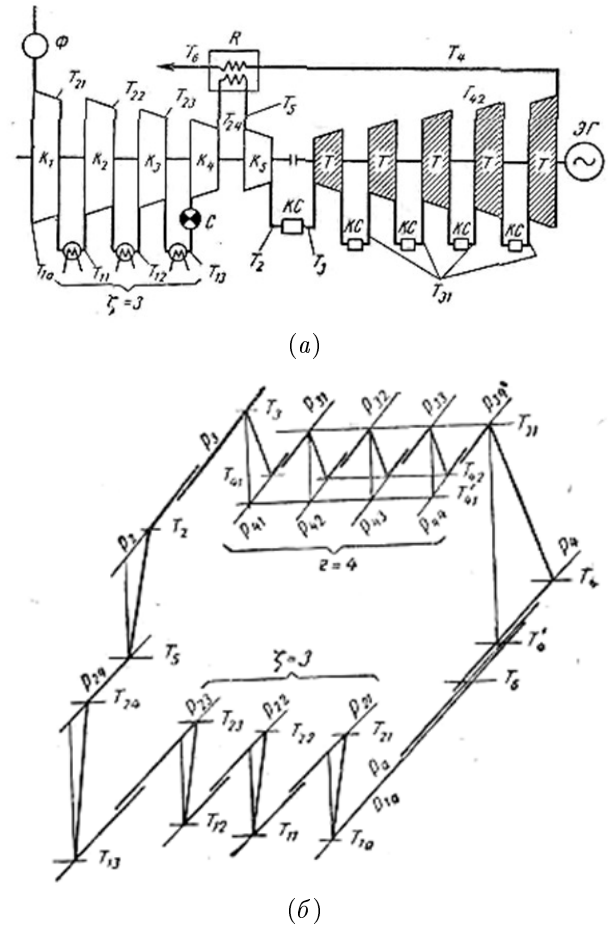
Статья поступила в редакцию 11 декабря 2023 г.

**Аннотация.** Представлены результаты исследования путей совершенствования рекуперативного цикла ГТУ средствами эксергетического анализа. Показано, что наиболее действенными мероприятиями, направленными на повышение КПД термодинамического цикла являются: повышение начальной температуры цикла, увеличение степени рекуперации, совершенствование процессов повышения и понижения давления и снижение гидравлических сопротивлений элементов проточной части. Определено, что при высокой степени рекуперации (более 90%) от дополнительного усложнения цикла (введение ступеней промежуточного охлаждения и подогрева) существенного эффекта не достигается. <https://doi.org/10.33849/2023406>

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Рекуперативному циклу Брайтона уделяется большое внимание, особенно, когда речь идет об энергетических установках небольшой мощности, таких как микротурбины. Одним из примеров успешного применения простого рекуперативного цикла служат микротурбинные установки фирмы Capstone Green Energy Corporation [1]. Еще на заре становления газотурбинных технологий предлагалось множество различных схемных решений, в которых пытались за счет усложнения цикла повысить коэффициент полезного действия (КПД). В качестве примера усложнения термодинамического цикла можно привести одну из схем в учебном пособии [2], приведенную на рисунке 1.

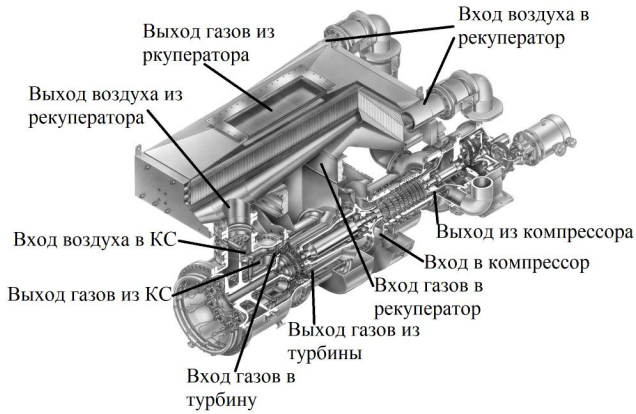
В этой схеме предусмотрено пять ступеней повышения давления, три ступени промежуточного охлаждения и четыре ступени промежуточного подогрева рабочего тела, пять ступеней понижения давления. Такое усложнение термодинамического цикла было обусловлено невысокими технологическими возможностями того времени. Современные технологии прошли далеко вперед. Все это время не прекращались работы, направленные на создание эффективных газотурбинных установок рекуперативного цикла. Первое и наиболее важное направление связано с повышением начальной температуры цикла. Большое внимание уделяется совершенствованию отдельных элементов установки (увеличению эффективности процессов повышения и понижения давления, улучшению теплообменных аппаратов, уменьшению гидравлических потерь). Часть этих проблем решается интересными конструкторскими компоновками установки в целом. В качестве примера такого конструкторского решения можно привести газотурбинную установку компании Solar Turbines Incorporated Mercury<sup>TM</sup>50 [3] (рисунок 2). С целью уменьшения протяженности каналов, соединяющих основные части установки (а, следовательно, и уменьшения гидравлических сопротивлений), в отличие от традиционных схем, турбину и компрессор развернули на 180 градусов. Таким образом, выход воздуха из компрес-



**Рисунок 1.** (а) — Схема ГТУ с многократным охлаждением и подогревом и регенерацией и (б) — T-S диаграмма этой схемы ГТУ.

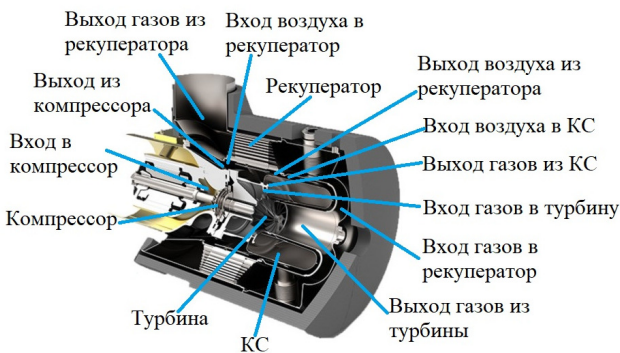
сора совпал с входом в рекуператор, а выход воздуха из рекуператора совпал с входом в камеру сгорания.

Еще более интересное компоновочное решение использовано фирмой Capstone Green Energy Corporation [1]. Они разместили рекуператор кольцом вокруг турбокомпрессорной части, так, что соедини-



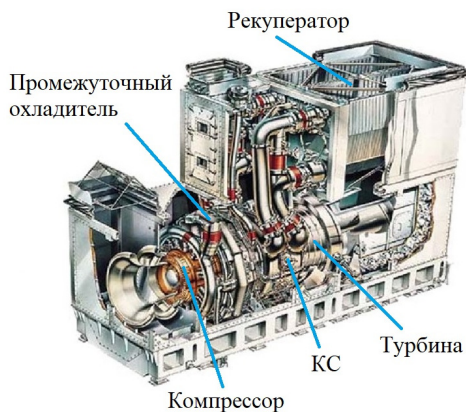
**Рисунок 2.** Конструкция газотурбинной установки Mercury<sup>TM</sup> 50 компании Solar Turbines Incorporated.

тельные каналы передачи рабочего тела практически отсутствуют. Это компоновочное решение показано на рисунке 3. По сей день в энергетике продолжается поиск новых, более эффективных решений.



**Рисунок 3.** Конструкция микротурбин фирмы Capstone Green Energy Corporation.

Можно найти рекуперативные установки с промежуточным охлаждением воздуха. Например, энергетическая установка WR-21 фирмы Rolls-Royce [4] (рисунок 4).



**Рисунок 4.** Энергетическая установка регенеративного цикла с промежуточным охлаждением воздуха WR-21 фирмы Rolls-Royce.

Но следует отметить, что главная цель дополнительного усложнения рекуперативного цикла введением промежуточного охлаждения заключалась в стремлении получить высокую эффективность на малых режимах.

Есть пример рекуперативного цикла с “супер”-промежуточным охлаждением [5]. В этом случае используется холодильный цикл для промежуточного охлаждения воздуха до температуры ниже окружающей среды. Но здесь основная идея заключалась в расширении линейки установок, использующих одно и то же базовое оборудование. Кроме этого, данный проект не вышел за рамки опытно-конструкторских работ.

Таким образом, в качестве практической реализации рекуперативные циклы с дальнейшими усложнениями, такими как промежуточные подогревы и охлаждения рабочего тела, применения не нашли. С другой стороны, не прекращаются теоретические попытки обосновать целесообразность применения промежуточного охлаждения и подогрева рабочего тела в рекуперативном цикле [6–9].

Средствами эксергетического анализа можно показать реальные возможности и пути повышения эффективности регенеративного цикла. Предложенный способ эксергетического анализа [10] позволяет сделать это достаточно просто и наглядно.

Цель настоящей работы — проиллюстрировать наиболее реальные пути совершенствования рекуперативного цикла.

## 2. МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ВЫПОЛНЕННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Использовавшийся для исследования способ эксергетического анализа достаточно подробно изложен в [10]. Главная “изюминка” этого способа заключается в том, что все энергетические потоки (энергия, эксергия, анергия) выражаются в удельном виде, в процентах исходной тепловой энергии. Энтропия тоже фигурирует в удельном виде (отнесена к той же исходной тепловой энергии). Использование величин в таком удельном виде делает их соразмерными с КПД цикла (полезная работа, отнесенная к той же исходной тепловой энергии). Тогда каждый процент анергии — процент потери КПД. Эксергетический анализ позволяет разложить по полочкам, где именно происходит безвозвратная потеря КПД и оценить ее величину. В рекуперативном цикле можно рассматривать следующие источники безвозвратных потерь:

- Ограничение максимальной температуры в цикле.  
Если мы не имеем права нагреть по тем или иным причинам рабочее тело выше какой-либо температуры, в этом случае мы, очевидно, не можем получить КПД выше определенной величины  $\eta$ , определяемой зависимостью:

$$\eta = (T_3 - T_H) / T_3,$$

где  $T_3$  — ограничение максимальной температуры в цикле;  $T_H$  — температура окружающей среды.

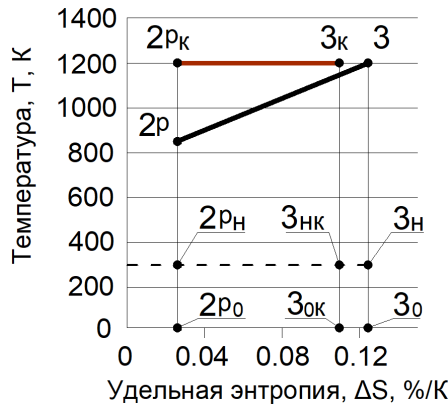
Из этого следует, что анергия (безвозвратная потеря эксергии)  $AE_{xT3}$ , связанная с этим ограничением будет равна:

$$AE_{xT3} = Q_{ПТ} \times T_H / T_3,$$

где  $Q_{ПТ}$  — подведенное тепло.

На рисунке 5 показана диаграмма процесса подвода тепла в T-S координатах. Теоретически можно подводить тепло при постоянной температуре (на диаграмме — линия 2<sub>PK</sub>-3<sub>K</sub>). Тогда все подведенное тепло — это площадь прямоугольника 2<sub>PK</sub>, 3<sub>K</sub>, 3<sub>OK</sub>, 2<sub>PO</sub>. Эксергия этого тепла — площадь прямоугольника 2<sub>PK</sub>, 3<sub>K</sub>, 3<sub>HK</sub>, 2<sub>PH</sub>, а анергия — площадь прямоугольника 2<sub>PH</sub>, 3<sub>HK</sub>, 3<sub>OK</sub>, 2<sub>PO</sub>.

- Потери в процессе подвода тепла. В реальных циклах не удается подвести все тепло горячего источника при максимально допустимой температуре рабочего тела. В частности, в рекуперативном цикле (в данной работе рассматриваются циклы с рабочим телом, близким по свойствам к идеальному газу) рабочее тело нагревается от температуры на входе в камеру сгорания (точка 2<sub>P</sub>, рисунок 5) до максимально допустимой температуры (точка 3, рисунок 5).



**Рисунок 5.** Диаграмма процесса подвода тепла в T-ΔS координатах.

В этом случае все тепло будет площадь четырехугольника 2<sub>P</sub>, 3, 3<sub>0</sub>, 2<sub>PO</sub>, а анергия — площадь прямоугольника 2<sub>PH</sub>, 3<sub>H</sub>, 3<sub>0</sub>, 2<sub>PO</sub>. При подводе тепла с переменной температурой анергия больше на величину площади прямоугольника 3<sub>HK</sub>, 3<sub>H</sub>, 3<sub>0</sub>, 3<sub>OK</sub>. Если предположить, что линия 2<sub>P</sub>-3 прямая, тогда среднеинтегральная температура подвода тепла будет равна среднеарифметической и потери, связанные с подводом тепла АЕ<sub>хПТ</sub> (площадь прямоугольника 2<sub>PH</sub>, 3<sub>H</sub>, 3<sub>0</sub>, 2<sub>PO</sub>), могут быть выражены через температуры следующим образом:

$$AE_{xPT} = Q_{PT} \times (2T_H / (T_3 + T_{2p}) - T_H / T_3),$$

где T<sub>2p</sub> — температура начала подвода тепла. Строго говоря, среднеинтегральная температура подвода тепла не равна среднеарифметической, но допущение, что рабочее тело идеальный газ и то, что в регенеративных циклах разница температур от начала до конца подогрева небольшая, позволяет смело пользоваться среднеарифметической величиной.

- Потери в процессе повышения давления. Компрессор совершает работу, которая в результате сжатия рабочего тела переходит в его потенциальную энергию, однако часть совершаемой работы переходит

в тепло. Та доля работы, которая перешла в тепло, дает увеличение энтропии рабочего тела:

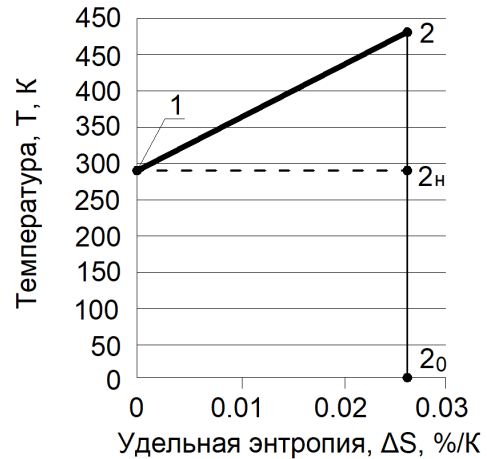
$$\Delta S_k = \int_1^2 dQ_k / T,$$

если рабочее тело — идеальный газ, то этот интеграл с достаточно высокой точностью можно определить следующим образом:

$$\Delta S_k = \Delta Q_k \times 2 / (T_1 + T_2),$$

где ΔQ<sub>k</sub> — часть работы компрессора, перешедшая в тепло, а T<sub>1</sub> и T<sub>2</sub> — соответственно температуры рабочего тела в начале и в конце процесса повышения давления.

На рисунке 6 показана диаграмма процесса повышения давления. Начало процесса — точка 1. Конец процесса — точка 2. Часть работы компрессора, перешедшая в тепло, будет равна площади четырехугольника 1, 2, 2<sub>0</sub>, 0. Анергия этого тепла АЕ<sub>хК</sub> равна площади прямоугольника 1, 2<sub>H</sub>, 2<sub>0</sub>, 0. АЕ<sub>хК</sub> = ΔQ<sub>k</sub> × 2 × T<sub>H</sub> / (T<sub>1</sub> + T<sub>2</sub>).



**Рисунок 6.** Диаграмма процесса повышения давления в T-ΔS координатах.

- Потери в процессе понижения давления. При понижении давления турбина превращает работу расширения рабочего тела в полезную энергию, но часть этой работы теряется в виде тепла, возвращаемого рабочему телу. Так же как и в случае повышения давления, это тепло дает увеличение энтропии рабочего тела:

$$\Delta S_T = \int_3^4 dQ_T / T,$$

и с теми же допущениями, этот интеграл с достаточно высокой точностью можно определить следующим образом:

$$\Delta S_T = \Delta Q_T \times 2 / (T_3 + T_4),$$

где ΔQ<sub>T</sub> — часть работы, перешедшая в тепло, а T<sub>3</sub> и T<sub>4</sub> — соответственно температуры рабочего тела в начале и в конце процесса понижения давления.

На рисунке 7 показана диаграмма процесса понижения давления. Начало процесса — точка 3. Конец процесса — точка 4. Часть работы, перешедшая в тепло, будет равна площади четырехугольника 3, 4, 4<sub>0</sub>, 3<sub>0</sub>. Анергия этого тепла АЕ<sub>хТ</sub> равна площади прямоугольника 3<sub>0</sub>, 3<sub>H</sub>, 4<sub>H</sub>, 4<sub>0</sub>:

$$AE_{xT} = \Delta Q_T \times 2 \times T_H / (T_3 + T_4).$$

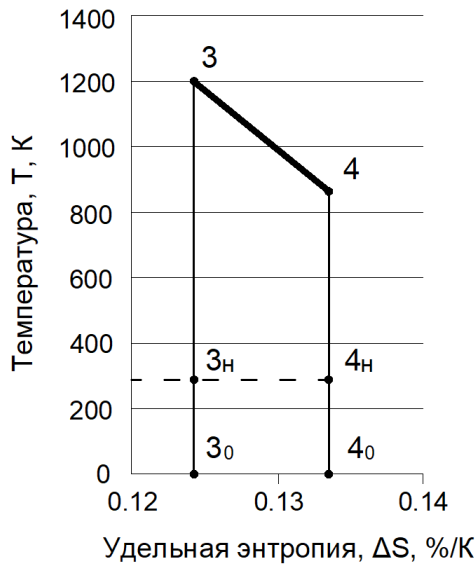


Рисунок 7. Диаграмма процесса понижения давления в T – ΔS координатах.

- Потери при передаче тепла в теплообменных аппаратах (рекуператоре, промежуточном охладителе, промежуточном подогревателе). При передаче тепла в теплообменных аппаратах происходит перераспределение эксергии и анергии. Эксергия уменьшается, а анергия увеличивается. Чем больше разница средних температур горячего и холодного теплоносителей, тем больше это перераспределение.

На рисунке 8 показана диаграмма процесса передачи тепла. Отдавая тепло, горячий теплоноситель охлаждается (линия Г1–Г2).

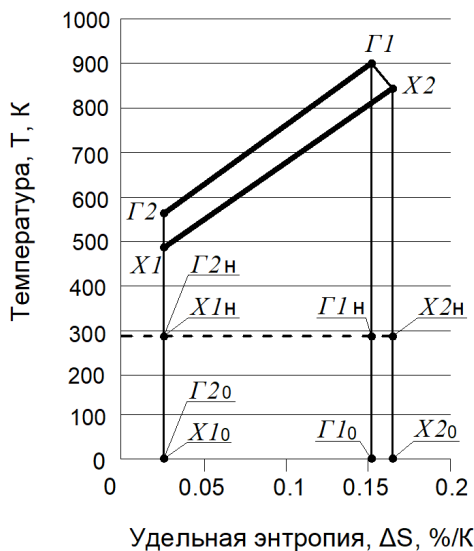


Рисунок 8. Диаграмма процесса передачи тепла в T–ΔS координатах.

Как и в случаях с компрессором и турбиной, изменение энтропии горячего теплоносителя  $\Delta S_{PG}$  может быть выражено через температуры:

$$\Delta S_{PG} = \Delta Q_{PG} \times 2 / (T_{G1} + T_{G2}),$$

где  $\Delta Q_{PG}$  — отданное тепло, а  $T_{G1}$  и  $T_{G2}$  — соответственно температуры горячего теплоносителя в начале и в конце процесса охлаждения.

Принимая тепло, холодный теплоноситель подогревается (линия X1–X2). Изменение энтропии холодного теплоносителя  $\Delta S_{PX}$  тоже может быть выражено через температуры:

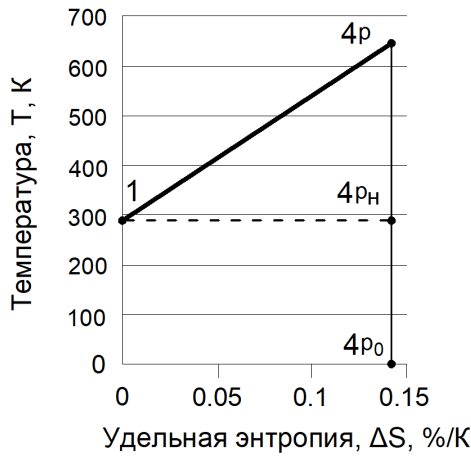
$$\Delta S_{PX} = \Delta Q_{PX} \times 2 / (T_{X1} + T_{X2}),$$

где  $\Delta Q_{PX}$  — принятое тепло, а  $T_{X1}$  и  $T_{X2}$  — соответственно температуры холодного теплоносителя в начале и в конце процесса подогрева.

Отданное тепло  $\Delta Q_{PG}$  равно принятому теплу  $\Delta Q_{PX}$  и равно переданному в теплообменнике теплу  $Q_P$ . Отданное тепло на диаграмме — это площадь четырехугольника Г1, Г2, Г2о, Г1о, а принятое тепло — площадь четырехугольника X1, X2, X2о, X1о. Анергия тепла горячего теплоносителя равна площади прямоугольника Г1н, Г2н, Г2о, Г1о, а холодного теплоносителя — площади прямоугольника X1н, X2н, X2о, X1о. Безвозвратная потеря эксергии в процессе теплообмена  $AE_{xP}$  будет равна площади прямоугольника Г1н, X1н, X1о, Г1о, или

$$AE_{xP} = Q_P \times T_H / (2 / (T_{X1} + T_{X2}) - 2 / (T_{G1} + T_{G2})).$$

- Потери вследствие гидравлических потерь. Отдельное внимание следует уделить гидравлическим потерям. Множество участков проточной части оказывает сопротивление движению рабочего тела. На каждом таком участке рабочим телом совершается работа, в результате которой часть потенциальной или кинетической энергии потока рабочего тела в итоге превращается в тепло. Гидравлические потери принято учитывать коэффициентами восстановления полного давления и выражать в потерях полного давления. Если рабочее тело — идеальный газ, то работа, перешедшая в тепло при преодолении гидравлического сопротивления, пропорциональна температуре, и изменение энтропии не будет зависеть от того, в какой точке цикла проявляется гидравлическое сопротивление. Поэтому, для упрощения анализа, все сопротивления по тракту могут быть объединены в одной, суммарной величине потерь полного давления и отнесены к какой-нибудь точке цикла, например, к выходу из турбины (переход 4 ⇒ 4');
- Потери в процессе отвода тепла. Тепло отработавшего рабочего тела отводится в атмосферу. В открытом цикле отвод тепла производится вместе с рабочим телом и атмосфера в этом случае служит идеальным холодильником. В закрытых циклах тепло отводится посредством теплообменных аппаратов. Если есть промежуточное охлаждение, то часть тепла отводится в каждой ступени промежуточного охлаждения. При любом отводе тепла связанном с этим процессом потери равны эксергии отводимого тепла. Все остальное (анергия) было потеряно в предыдущих процессах. В качестве примера на рисунке 9 показана диаграмма процесса отвода тепла в T–ΔS координатах для простого рекуперативного



**Рисунок 9.** Диаграмма процесса отвода тепла в  $T-\Delta S$  координатах.

цикла. Процесс отвода тепла (линия  $4p-1$ ) замыкает цикл, возвращает рабочее тело в исходную точку 1 (на вход в компрессор). На диаграмме отведенное тепло равно площади четырехугольника 1,  $4p$ ,  $4p_0$ , 0. Эксергия этого тепла равна площади треугольника 1,  $4p$ ,  $4p_H$ . Потери связанные с отводом тепла  $AE_{xOT}$  (площадь треугольника 1,  $4p$ ,  $4p_H$ ) могут быть выражены через температуры следующим образом:

$$AE_{xOT} = Q_{OT}(T_{4P} - T_H)/(T_{4P} + T_H),$$

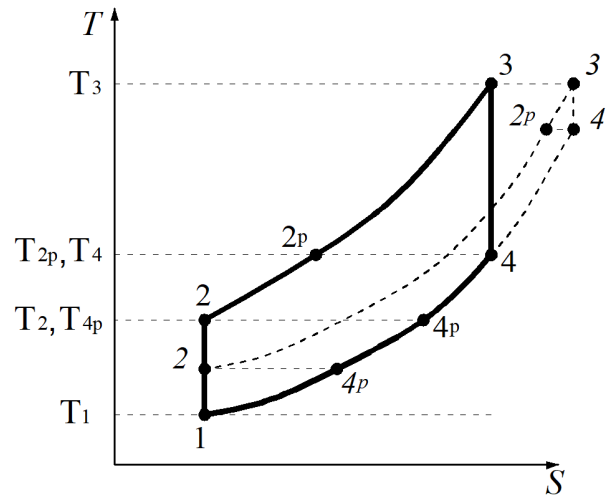
где  $Q_{OT}$  — отведенное тепло;

- **Прочие потери.** К прочим потерям можно отнести потери, связанные с охлаждением горячих деталей проточной части. Кроме этого, работа любой теплосиловой установки связана с рядом дополнительных энергетических потерь, таких как трение в подшипниках, безвозвратные утечки рабочего тела, потери при преобразовании полученной работы в требуемый вид энергии. Анализ этих потерь выходит за рамки вопросов, обсуждаемых в этой статье. Способ оценки этих потерь подробно описан в [10].

### 3. АНАЛИЗ ПУТЕЙ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РЕКУПЕРАТИВНОГО ЦИКЛА ГТУ СРЕДСТВАМИ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

#### 3.1. Идеальный рекуперативный цикл

Анализируя термодинамический цикл, весьма полезно представлять предельные возможности совершенствования (некую цель, к которой стремимся). Для этого будем пользоваться понятием идеального термодинамического цикла. Под идеальным рекуперативным циклом будем понимать теоретический случай, когда процессы повышения и понижения давления идеальны, все гидравлические сопротивления равны нулю, степень рекуперации — 100%, рабочее тело — идеальный газ, водяной эквивалент рабочего тела во всех процессах постоянный (постоянная теплоемкость, отсутствуют отборы и подводы рабочего тела). На рисунке 10 показана диаграмма идеального термодинамического цикла с простой рекуперацией тепла.



**Рисунок 10.** Диаграмма идеального термодинамического цикла с простой рекуперацией тепла.

При принятых допущениях температура уходящих газов  $T_{4P}$  будет равна температуре воздуха за компрессором  $T_2$ , а температура воздуха на входе в камеру сгорания  $T_{2P}$  будет равна температуре газа на выходе из турбины  $T_4$ . Средняя температура подвода тепла будет:

$$(T_{2P} + T_3)/2, \text{ или } (T_4 + T_3)/2,$$

а средняя температура отвода тепла будет:

$$(T_{4P} + T_1)/2, \text{ или } (T_1 + T_2)/2.$$

Тогда КПД такого идеального цикла можно будет выразить через температуры:

$$\eta = (T_4 + T_3 - T_1 - T_2)/(T_4 + T_3).$$

Если степень повышения давления будет стремиться к единице, то  $T_2$  будет стремиться к  $T_1$ , а  $T_4$  будет стремиться к  $T_3$ . Тогда мы приходим к тому, что КПД такого идеализированного цикла будет стремиться к циклу Карно:

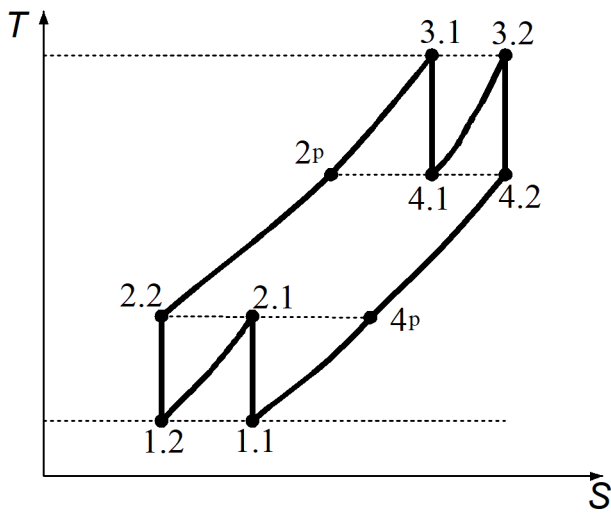
$$\eta = (T_3 - T_1)/T_3.$$

Очевидно, что никакие дополнительные усложнения улучшить идеальный цикл не могут. На рисунке 11 показана диаграмма идеального термодинамического цикла с рекуперацией тепла, промежуточным охлаждением и подогревом. Если в каждой из ступеней степень повышения давления будет стремиться к единице, то также, как и при простой рекуперации мы придем к циклу Карно:

$$\eta = (T_3 - T_1)/T_3.$$

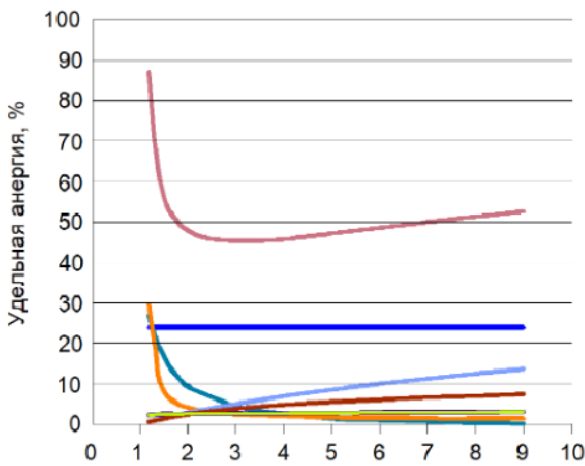
Следовательно, чем ближе реальный цикл к идеальному, тем меньше смысла усложнять термодинамический цикл.

В реальных циклах имеющиеся потери существенно зависят от степени повышения давления. На рисунке 12 показан пример зависимости удельных величин энергии от степени повышения давления для цикла с простой рекуперацией тепла. Наличие потерь снижает



**Рисунок 11.** Диаграмма идеального термодинамического цикла с рекуперацией тепла, промежуточным охлаждением и подогревом.

КПД цикла больше, чем в два раза. Если степень повышения давления стремится к единице, то в какой-то момент КПД может стать нулевым, а дальше принимать и отрицательные значения (энергия будет не генерироваться, а потребляться).



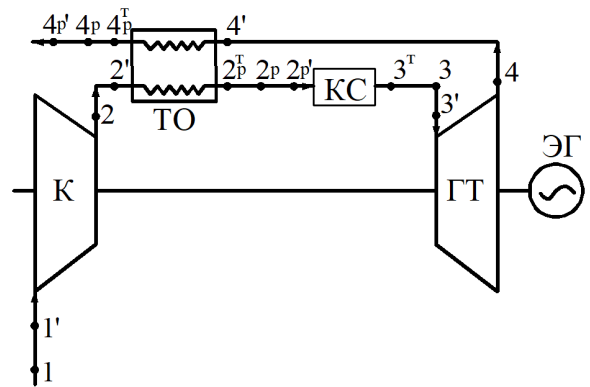
- Сумма удельных энергий
- Ограничение максимальной температуры в цикле
- Гидравлические потери (на 10% потерь коэфф. вост. полного давления)
- Передача тепла в теплообменных аппаратах (на 10% степени рекуперации)
- Процесс подвода тепла
- Отвод тепла в окружающую среду
- Процесс понижения давления (на 10% адиаб. КПД турбины)
- Процесс повышения давления (на 10% адиаб. КПД компрессора)

**Рисунок 12.** Зависимость удельных величин энергии от степени повышения давления.

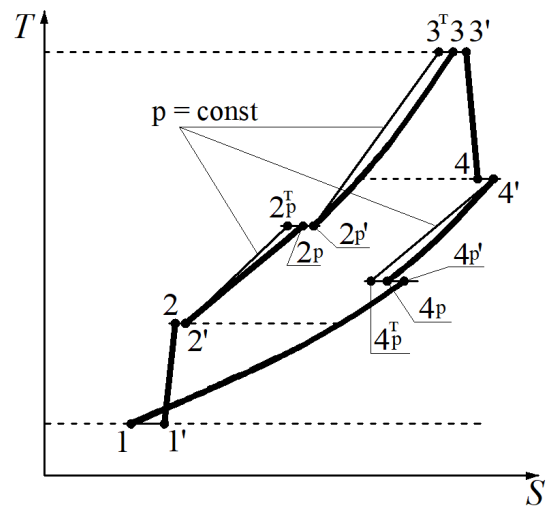
В реальных циклах за счет их усложнения иногда удается поднять КПД.

### 3.2. Реальный рекуперативный цикл

В реальном цикле имеется множество обозначенных выше источников эксергетических потерь. В результате этого реальный КПД цикла значительно ниже, чем теоретически можно было бы получить. Сравним реальный термодинамический цикл с простой рекуперацией тепла и реальный термодинамический цикл с рекуперацией тепла, промежуточным охлаждением и подогревом. На рисунке 13 показана принципиальная схема (а) и диаграмма реального термодинамического цикла с простой рекуперацией тепла (б).



(а)



(б)

**Рисунок 13.** Принципиальная схема (а) и диаграмма реального термодинамического цикла с простой рекуперацией тепла (б).

На схеме показаны характерные точки: на входе в компрессор 1; на выходе из компрессора 2; на входе в рекуператор по холодной стороне 2'; на выходе из рекуператора по холодной стороне без учета гидравлических потерь в рекуператоре 2<sub>pT</sub>; на выходе из рекуператора по холодной стороне с учетом гидравлических потерь в рекуператоре 2<sub>p</sub>; на входе в камеру сгорания 2<sub>p</sub>'; на выходе из камеры сгорания без учета гидравлических потерь в камере сгорания 3<sup>T</sup>; на выходе из камеры сгорания с учетом гидравлических потерь в камере сгорания 3; на входе в турбину 3'; на выходе из турбины 4; на входе в рекуператор по горячей стороне 4'; на выходе из рекуператора по горячей стороне без учета гидрав-

**Таблица 1.** Сопоставление реальных циклов простой рекуперации и рекуперации с промежуточным охлаждением и подогревом.

Участок цикла		Эксергия		
		1	2	3
Физическое тепло горячего источника, $Q_{ПТ}$		$\sim \Delta T_T$	$\sim (\Delta T_{T1} + \Delta T_{T2}) = 2 \times \Delta T_T$	В 2 раза больше
Подвод тепла	Ограничение максимальной температуры в цикле, $AE_{xT3}$	$T_0/T_3$	$T_0/T_3$	Разницы нет
	Подвод энергии в камере сгорания, $AE_{xПТ}$	$\Delta T_T / \Delta T_T \times f(T^a)$	$(\Delta T_T / 2 \Delta T_T + \Delta T_T / 2 \Delta T_T) \times f(T)$	Разницы нет
Повышение давления в компрессоре, $AE_{xК}$		$\Delta T_K / \Delta T_T \times f(T)$	$(\Delta T_K / 2 \Delta T_T + \Delta T_K / 2 \Delta T_T) \times f(T)$	Разницы нет
Понижение давления в турбине, $AE_{xТ}$		$\Delta T_T / \Delta T_T \times f(T)$	$(\Delta T_T / 2 \Delta T_T + \Delta T_T / 2 \Delta T_T) \times f(T)$	Разницы нет
Передача тепла в рекуператоре, $AE_{xР}$		$Q_P / \Delta T_T \times f(T)$	$Q_P / 2 \Delta T_T \times f(T)$	Выигрыш
Гидравлические потери по тракту <sup>б</sup>	На входе в компрессор	$(1-1') / \Delta T_T$	$(1.1-1.1') / 2 \Delta T_T + (2.1''-1.2) / 2 \Delta T_T$	Разницы нет
	На выходе из компрессора	$(2-2') / \Delta T_T$	$(2.1-2.1') / 2 \Delta T_T + (2.2-2.2') / 2 \Delta T_T$	Разницы нет
	На входе в турбину	$(3-3') / \Delta T_T$	$(3.1-3.1') / 2 \Delta T_T + (3.2-3.2') / 2 \Delta T_T$	Разницы нет
	На выходе из турбины	$(4-4') / \Delta T_T$	$(4.1-4.1') / 2 \Delta T_T + (4.2-4.2') / 2 \Delta T_T$	Разницы нет
	В камере сгорания	$(3^T-3) / \Delta T_T$	$(3.1^T-3.1) / 2 \Delta T_T + (3.2^T-3.2) / 2 \Delta T_T$	Разницы нет
	В промежуточном холодильнике	-	$(2.1''^T-2.1'') / 2 \Delta T_T$	Проигрыш
	В рекуператоре по холодной стороне	$(2^T_P-2_P) / \Delta T_T$	$(2^T_P-2_P) / 2 \Delta T_T$	Выигрыш
	В рекуператоре по горячей стороне	$(4^T_P-4_P) / \Delta T_T$	$(4^T_P-4_P) / 2 \Delta T_T$	Выигрыш
Передача тепла в промежуточном холодильнике		-	$\Delta T_K / \Delta T_T * f(T)$	Проигрыш
Отвод тепла во внешнюю среду		$\Delta T_K / \Delta T_T \times f(T)$	$(\Delta T_K / 2 \Delta T_T + \Delta T_K / 2 \Delta T_T) * f(T)$	Разницы нет
Прочие потери		-	-	Разницы нет

<sup>а</sup>Температуры в точках процесса на каждом участке сравниваемых циклов, например, процесс подвода энергии в камере сгорания  $(2_P-3)$ ,  $f(T) = f(T_3, T_{2P})$  для каждого из сравниваемых циклов.

<sup>б</sup>В формулах показаны участки, на которых рассматриваются потери в соответствии с точками, показанными на принципиальных схемах, например,  $(1-1')$  — анергия на участке  $1-1'$ .

лических потерь в рекуператоре  $4_P^T$ ; на выходе из рекуператора по горячей стороне с учетом гидравлических потерь в рекуператоре  $4_P$ ; на выходе из установки  $4_P'$ . Эти же точки иллюстрируют процессы на диаграмме цикла. На рисунке 14 показана схема (а) и диаграмма реального термодинамического цикла с рекуперацией тепла, промежуточным охлаждением и подогревом (б). Здесь, так же как и в предыдущем случае, показаны точки, только через точку дан номер соответствующей части установки. Например, на входе в первый компрессор точка 1.1. Так как, за первым компрессором в этой схеме предусмотрен промежуточный холодильник, который вносит дополнительные гидравлические потери, даны дополнительные точки, указывающие на места дополнительных потерь. Точка  $2.1''^T$  — на выходе из промежуточного холодильника без учета гидравлических потерь в промежуточном холодильнике. Точка  $2.1'$  — на выходе из промежуточного холодильника с учетом гидравлических потерь в промежуточном холодильнике.

Для сопоставительного анализа этих двух циклов примем несколько допущений. Во-первых, примем, что степени повышения давления в обеих ступенях повышения давления равны. А во-вторых, примем в цикле с простой рекуперацией степень повышения давления равной степени повышения давления только одной ступени цикла с рекуперацией тепла, промежуточным охлаждением и подогревом. Между факторами, сни-

жающими КПД цикла, есть взаимное влияние, но это влияние можно отнести к величинам второго порядка малости. Поэтому можно принимать за базу идеальный цикл и просто вычитать вносимые потери. Для сопоставительного анализа, предположение, что рабочее тело — идеальный газ, водяной эквивалент рабочего тела во всех процессах постоянный, вполне приемлемо. Реальное отличие рабочего тела от идеального газа в равной степени сказываются на сравниваемых циклах.

В таблице 1 приведено сопоставление реальных циклов простой рекуперации и рекуперации с промежуточным охлаждением и подогревом. Эта таблица требует небольших пояснений. Влияние каждого источника эксергетических потерь рассматривается как отклонение от идеального цикла только от этого источника. Учитывая то допущение, что эквивалент рабочего тела во всех процессах постоянный и то, что для сравнения используются удельные величины (отнесенные к теплу, подведенному к циклу) в приведенных формулах водяной эквивалент сократился (он присутствует в физической энергии и в подведенном тепле). Для идеального цикла разница температур  $T_3-T_{2P}$  (подведенное тепло) равна разнице температур  $T_3-T_4$  и равна  $\Delta T$ .

Из приведенного в таблице 1 сравнения видно, что промежуточное охлаждение с промежуточным подогревом позволяют в лучшем случае уменьшить в два раза удельную анергию, генерируемую в рекуператоре (в два

**Таблица 2.** Исходные данные для эксергетического анализа ГТУ Capstone C30 и ГТГМ03 <sup>а</sup>.

Характеристика	Численное значение	
	Capstone C30	ГТГМ03
Температура окружающей среды, К	288	288
Температура на выходе из компрессора, К	453	481
Мощность компрессора, кВт	52	39
Адиабатический КПД компрессора	0.77	<b>0.79</b>
Степень рекуперации тепла отработанных газов	0.87	<b>0.92</b>
Исходная тепловая мощность (энергия топлива), кВт	111.8	81.1
Температура на входе в турбину, К	1100	<b>1200</b>
Температура на выходе из турбины, К	864	898
Мощность турбины, кВт	85.6	71.8
Адиабатический КПД турбины	0.87	<b>0.89</b>
Суммарные потери полного давления по тракту ГТД, %	13	<b>11.7</b>
Суммарный отбор воздуха на охлаждение турбины, %	0.5	0.5
Утечки рабочего тела из цикла, %	1.0	<b>0.5</b>
КПД преобразования механической энергии в электрическую (электрогенератор + инвертор)	0.91	0.91
Электрическая мощность (брутто), кВт	30	30

<sup>а</sup>Жирным шрифтом выделены величины ГТГМ03, улучшенные по сравнению с Capstone C30.

**Таблица 3.** Результаты эксергетического анализа ГТУ Capstone C30 и ГТГМ03<sup>а</sup>, %.

Процесс	Тепло		Эксергия		Анергия		
	Capstone	ГТГМ03	Capstone	ГТГМ03	Capstone	ГТГМ03	
Повышение давления в компрессоре	10.70	10.0	2.80	2.9	7.90	7.1	
Подвод тепла	Ограничение максимальной температуры в цикле	100	100	73.8	76.0	26.2	24.0
	Подвод энергии в камере сгорания	100	100	71.2	73.3	2.6	2.5
Понижение давления в турбине	11.62	10.8	8.67	8.6	2.95	2.2	
Гидравлические суммарные потери по тракту в том числе:	по холодной стороне в рекуператоре	8.85	7.5	6.49	5.6	2.36	1.9
	по горячей стороне в рекуператоре	1.36	1.3	1.0	1.0	0.36	0.3
	в том числе: по горячей стороне в рекуператоре	2.73	2.6	2.0	2.0	0.73	0.6
Передача тепла в рекуператоре	101.9	96.5	-	-	8.61	5.7	
Отвод тепла во внешнюю среду	<b>69.5</b>	<b>60.3</b>	17.90	16.9	17.90	16.9	
Прочие потери	<b>3.63</b>	<b>3.4</b>	-	-	3.63	3.4	
Суммарные безвозвратные потери	<b>73.10</b>	<b>63.7</b>	-	-	73.10	63.7	
КПД цикла	26.90	36.3	-	-	26.90	36.3	

<sup>а</sup> Жирным шрифтом выделены безвозвратные потери тепла

раза увеличивается тепло, к которому относится удельная величина). Поэтому такие усложнения имеет смысл рассматривать тогда, когда ограничены возможности по повышению эффективности рекуператора.

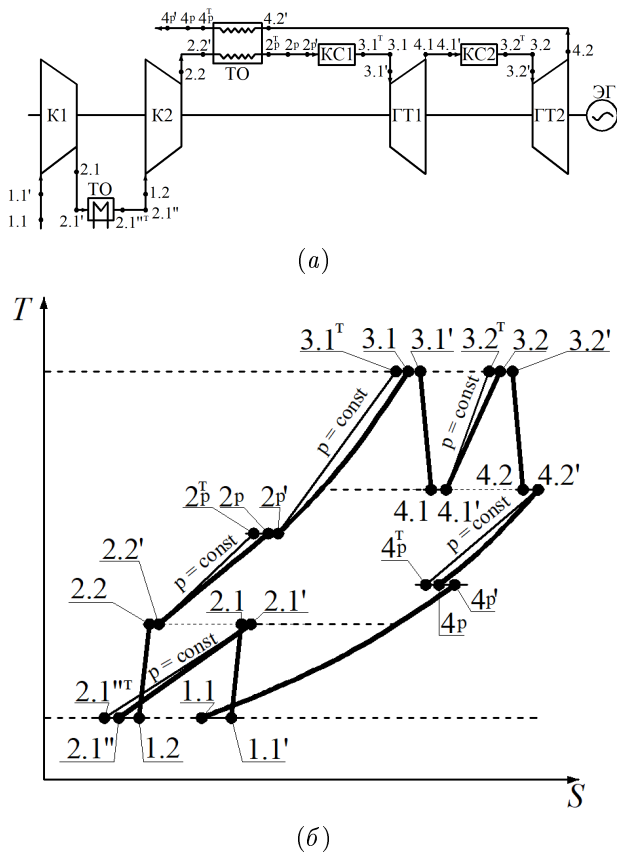
### 3.3. Эксергетический анализ путей совершенствования рекуперативного цикла ГТУ на примере Capstone C30

При создании энергетической установки разработчик вынужден принимать решения при большом количестве ограничительных требований, от которых во многом зависит будущая конструкция и ее термодинамическая эффективность. Эти требования обусловлены назначением создаваемой установки, располагаемыми технологическими возможностями, экономиче-

ской целесообразностью и многими другими факторами. В каждом конкретном случае будут свои возможности по совершенствованию установки, но общие тенденции будут одинаковыми. Рассмотреть их можно на конкретном примере. В качестве примера рассмотрим ГТУ Capstone C30, как одну из наиболее коммерчески успешных установок, и перспективную ГТГМ03. Исходные данные по этим установкам взяты из литературных источников (по Capstone C30 [10] и по ГТГМ03 [11]). Принятые исходные данные приведены в таблице 2.

Приведенные в таблице 2 данные позволяют определить энтропию в каждой узловой точке цикла и построить  $T-\Delta S$  диаграмму. На рисунке 15 показаны диаграммы в  $T-\Delta S$  координатах для цикла ГТУ Capstone C30 (*a, б*), на рисунке 16 — для ГТГМ03 (*a, б*). Здесь



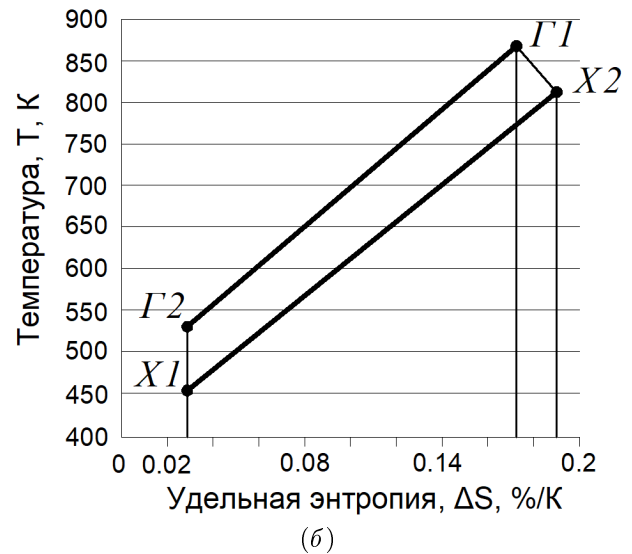
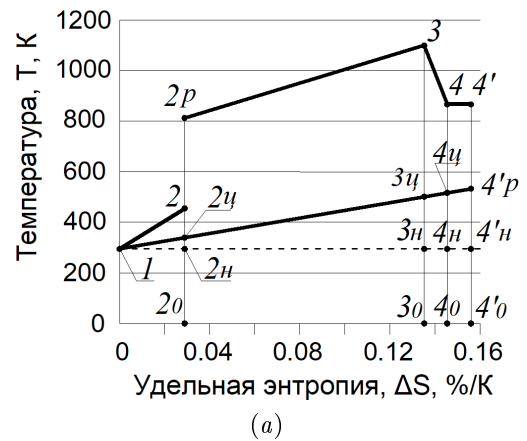


**Рисунок 14.** Принципиальная схема (а) и диаграмма реального термодинамического цикла с рекуперацией тепла, промежуточным охлаждением и подогревом (б).

следует дать важное методическое пояснение. В представленном анализе используется величина изменения энтропии относительно принимаемой точки отсчета. В каждом конкретном процессе может быть принята своя точка отсчета с тем, чтобы наиболее наглядным образом показать термодинамическую суть процессов. В рассматриваемых примерах для процесса повышения давления энтропия на входе в компрессор принята равной нулю (точка 1). Процесс подвода тепла начинается с энтропии на выходе из компрессора (точка 2<sub>р</sub>). Процесс понижения давления начинается из конца процесса подвода тепла (точка 3). Все гидравлические сопротивления объединены в одну величину и начало процесса гидравлических потерь совмещено с концом процесса понижения давления (точка 4). Процесс передачи тепла в рекуператоре показан на рисунке 16 (а, б).

В таблице 3 сопоставлены результаты эксергетического анализа циклов ГТУ Capstone С30 и ГТГМ03.

Из результатов, приведенных в таблице 3, видно, что мероприятия по повышению КПД ГТГМ03 дают следующие результаты: повышение степени рекуперации на 5% дает повышение КПД цикла на 2.9% (абсолютных); повышение температуры рабочего тела перед турбиной на 100 К дает повышение КПД цикла на 2.2% (абсолютных); повышение адиабатического КПД компрессора и турбины по 2% дает соответственно повышение КПД цикла на 0.8 и 0.75% (абсолютных); уменьшение гидравлических потерь на 1.3% дает повышение КПД цикла на 0.5% (абсолютных). Еще чуть больше 1% дают все остальные мероприятия, такие



**Рисунок 15.** Диаграммы в Т-ΔS координатах для цикла ГТУ Capstone С30 (а), процесс передачи тепла в рекуператоре (б).

как некоторое увеличение степени повышения давления, уменьшение утечек рабочего тела из цикла, уменьшение прочих потерь.

ГТУ Capstone С30 и ГТГМ03 относятся к классу микротурбинных энергетических установок. На эффективность элементов таких установок оказывает существенное влияние масштабный фактор. Так, ограничение по допустимой температуре, существенно ниже достигнутых температур в больших ГТУ. Имеется много резервов для повышения адиабатического КПД компрессора и турбины. Поэтому можно продолжать двигаться в направлении совершенствования основных составных элементов. С учетом всех резервов в целом, уже при достигнутом сегодня техническом уровне ведутся успешные работы по повышению КПД такого класса машин до 37–42% [11].

#### 4. ВЫВОДЫ

- Использованная методика эксергетического анализа энергоустановок позволяет достаточно просто и наглядно разложить все составляющие потерь эффективности термодинамического цикла. Таким образом, можно эффективно выстраивать стратегию создания новых энергетических установок.

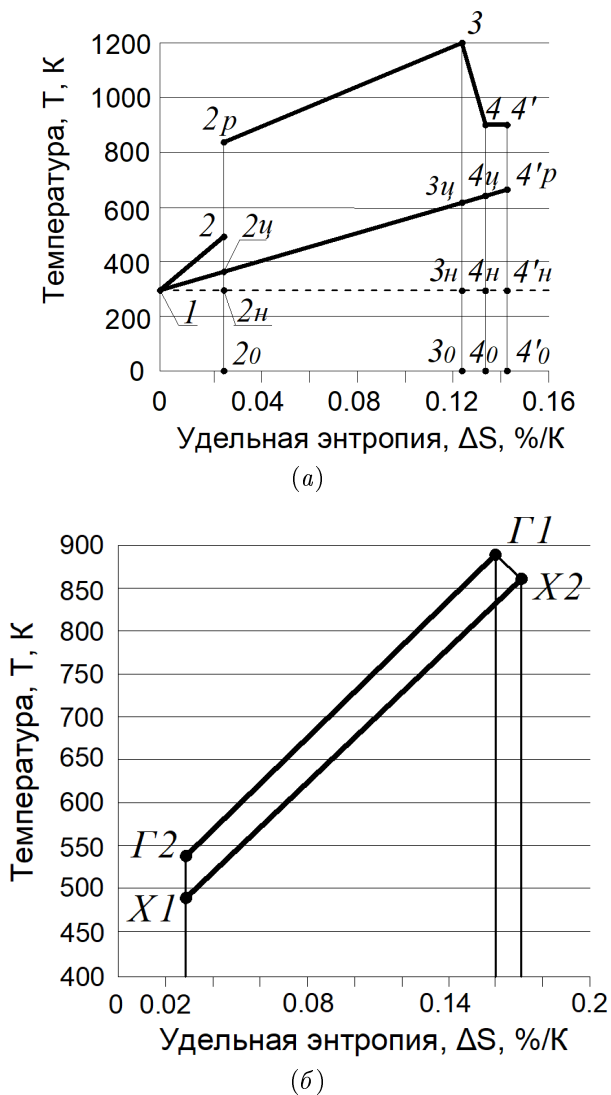


Рисунок 16. Диаграммы в  $T-\Delta S$  координатах для цикла ГТГМ03 (а), процесс передачи тепла в рекуператоре (б).

- Показано, что чем ближе реальный цикл с простой рекуперацией тепла к идеальному, тем меньше смысла заниматься дальнейшим его усложнением. При уже достигнутых показателях эффективности основных частей энергетических установок, в первую очередь, при высокой степени рекуперации (более 90%) от дополнительного усложнения цикла (введения ступеней промежуточного охлаждения и подогрева) теоретически можно получить не более 2–3% повышения КПД. Реально эта величина может быть существенно меньше.
- Показано, что наиболее действенными мероприятиями, направленными на повышение КПД термодинамического цикла являются: повышение начальной температуры цикла, увеличение степени рекуперации, совершенствование процессов повышения и понижения давления и снижение гидравли-

ческих сопротивлений элементов проточной части. Так, на примере сопоставления энергетических установок ГТУ Capstone C30 и ГТГМ03 показано, что такие мероприятия дали увеличение КПД более, чем на 9%.

- Благодаря тому, что ГТУ Capstone C30 и ГТГМ03 относятся к классу микротурбинных энергетических установок и, что на КПД таких установок оказывает существенное влияние масштабный фактор, имеется больше резервов повышения КПД, чем в больших двигателях. Вследствие масштабного фактора достигнутые температуры на входе в турбину значительно меньше, чем в мощных газовых турбинах, эффективность процессов повышения и понижения давления в мощных газовых турбинах также существенно выше. Если учитывать все резервы в целом, то уже при достигнутом сегодня техническом уровне ведутся успешные работы по повышению КПД такого класса машин до 37–42%.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 2023 Capstone Green Energy Corporation <https://www.capstonegreenenergy.com/> [Online; accessed 21-November-2023]
2. Уваров В В 1970 *Газовые турбины и газотурбинные установки: Учебное пособие для студентов машиностроительных вузов и факультетов* (М.: Высшая школа)
3. 2023 Газотурбинная установка Mercury<sup>TM</sup>50 компании Solar Turbines Incorporated [https://www.solarturbines.com/en\\_US/products/power-generation-packages/mercury-50.html#tabs-c126a12c80-item-d3a8350999-tab](https://www.solarturbines.com/en_US/products/power-generation-packages/mercury-50.html#tabs-c126a12c80-item-d3a8350999-tab) [Online; accessed 21-November-2023]
4. Colin R The WR-21 intercooled recuperated gas turbine engine – integration into future warships *Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003* (Tokyo) p 1
5. Touchton G, Belokon A, Senkevych M and Belyaev V A novel gas turbine product line for onsite generation and combined heat and power between 400 kW<sub>e</sub> and 1.6 MW<sub>e</sub> *Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air*
6. Pham H S, Alpy N, Ferrasse J H, Boutin O, Quenaut J, Tohill M, Haubensack D and Saez M 2015 *Energy* **87** 412–424
7. Marchionni M, Bianchi G and Tassou S 2018 *Energy* **148** 1140–1152
8. Смирнов Д К и Богатова Т Ф 2018 Анализ методов повышения эффективности работы ГТУ *Труды третьей научно-технической конференции молодых ученых Уральского энергетического института* (Екатеринбург: УрФУ) с. 16–19
9. Bontempo R and Manna M 2019 *Energy Conversion and Management* **195** 1255–1279
10. Косой А С, Косой А А, Попель О С, Зейгарник Ю А, Синкевич М В и Филиппов С П 2023 *Теплоэнергетика* **7** 1–22
11. Косой А С, Попель О С, Бесчастных В Н, Зейгарник Ю А и Синкевич М В 2017 *Теплоэнергетика* **10** 1–8