

Выбор основных параметров циклов газопаротурбинной установки для газоперекачивающего агрегата

Агульник А.Б.*, Гусаров С.А., Омар Х.Х.О.*****

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия

**e-mail: agulnik@mai.ru*

***e-mail: gus@mai.ru*

****e-mail: engkodo@gmail.com*

Аннотация

В статье рассматриваются вопросы выбора основных параметров циклов комбинированной газопаротурбинной установки для газоперекачивающего агрегата создаваемой на базе авиационных воздушно-реактивных двигателей.

Ключевые слова: газопаротурбинная установка, основные параметры циклов ГТУ и ПТУ, свободная силовая турбина, комбинированные термодинамические циклы ГТПУ.

Развитие газовой промышленности зависит от совершенствования эксплуатации и обслуживания систем трубопроводного транспорта природного газа из отдаленных регионов в промышленные и центральные районы страны. Оптимальный режим эксплуатации магистральных газопроводов заключается в максимальном использовании их пропускной способности при минимальных энергозатратах на транспортировку газа по газопроводу. В значительной степени этот режим определяется работой компрессорных станций (КС), установленных на трассе газопровода через каждые 100...200 км [1;2].

Оптимальный режим работы компрессорных станций зависит от типа и числа газоперекачивающих агрегатов (ГПА), установленных на станции, их

энергетических показателей и технологических режимов работы. Особенности работы газотурбинного привода в наилучшей степени отвечают требованиям эксплуатации газотранспортных систем. Именно поэтому газотурбинный привод получил наибольшее распространение на газопроводах (свыше 85% общей установленной на КС мощности агрегатов).

В связи с непрерывным ростом стоимости энергоресурсов, увеличением себестоимости транспорта газа, невозобновляемостью его природных ресурсов, актуальным и практически необходимым в области трубопроводного транспорта газа является снижение энергозатрат [1;2]. Основное потребление природного газа на собственные нужды КС приходится на топливный газ, используемый в качестве топлива в газотурбинной установке и составляющий примерно 8...10% общего объема транспортируемого газа. В связи с этим основная задача снижения энергетических затрат на КС заключается прежде всего в экономии топливного газа на собственные нужды КС.

В настоящее время газоперекачивающие агрегаты имеют КПД 34...40%, и ставится задача дальнейшего увеличения эффективности ГПА [1;2;3;5;8;7].

В статье рассматриваются вопросы повышения эффективности транспортировки природного газа по газопроводу путем создания комбинированной газопаротурбинной энергетической установки (ГПТУ).

Газотурбинные двигатели в авиации достигли высокой степени совершенства. Вместе с тем газотурбинные установки не получили широкого распространения в других отраслях техники вследствие сравнительно низкой тепловой экономичности ГТД, характерных для высокотемпературных двигателей открытого цикла Брайтона. Радикально решить эту проблему можно за счет утилизации тепла струи выхлопных газов ГТД, тепловая мощность которых может составлять тысячи киловатт. Наиболее технически целесообразным является утилизация тепловой энергии высокотемпературной выхлопной струи ГТД путем реализации более низкотемпературного парового цикла, когда энергия полученного водяного пара в утилизационном парогенераторе (УПГ) превращается в механическую в паротурбинной установке (ПТУ) и вместе с ГТД образуют комбинированную

газопаротурбинную установку для привода ГПА на КС с КПД 42...45% и выше [3;5;7;8;9;10;11].

На рис.1 приведена принципиальная схема такой ГПТУ для привода ГПА на КС. ГПТУ состоит из газотурбинной части (ГТЧ) и паротурбинной части (ПТЧ). Атмосферный воздух из шахты всасывания поступает в газотурбинный двигатель (ГТД). В рассматриваемом случае ГТЧ создана на базе авиационного ТРДДФ РД-33 путем превращения двухконтурного двигателя в одноконтурный подрезкой лопаток компрессора низкого давления (КНД) и демонтажом форсажной камеры сгорания. За турбиной низкого давления установлена специально спроектированная свободная силовая турбина (СТ), частота вращения которой соответствует частоте вращения приводимого ГПА. После силовой турбины поток газа попадает в шахту выхлопа. В шахте выхлопа установлен утилизационный парогенератор, где теплота уходящих газов превращается в перегретый водяной пар. Далее перегретый пар поступает в паровую турбины (ПТ), которая находится на одном валу со свободной силовой турбиной. Мощности, совместно вырабатываемые паровой и свободной турбинами, используется для привода вала ГПА, что позволяет существенно повысить топливную эффективность ГПА.

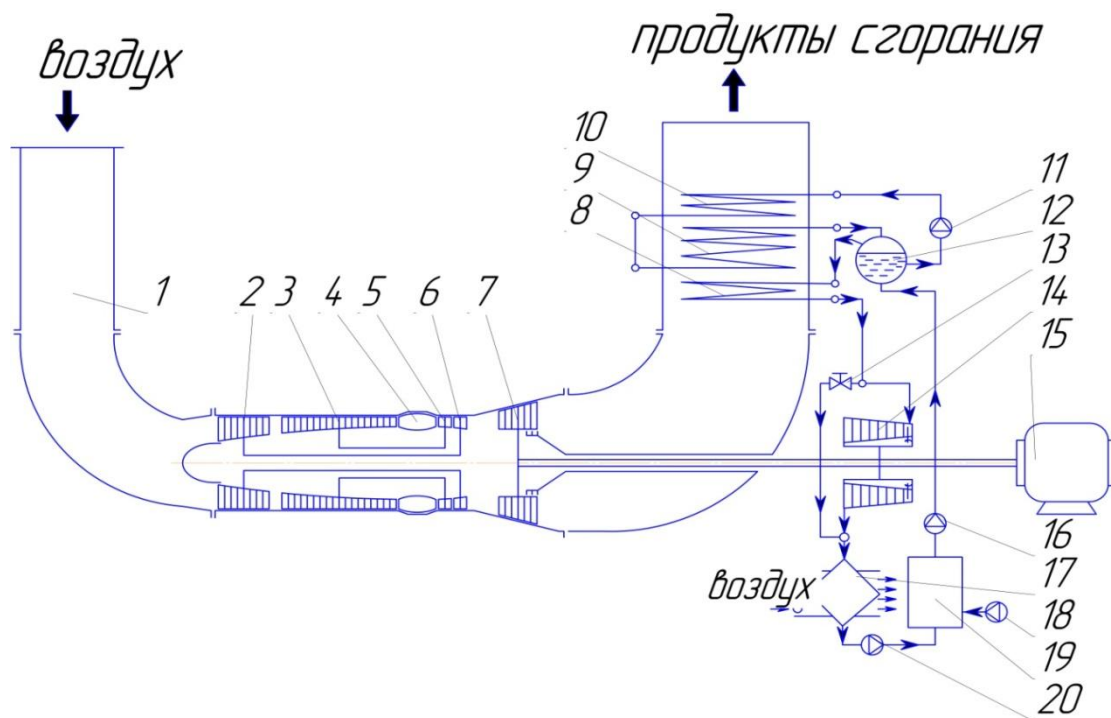


Рис.1. Принципиальная схема ГПТУ

1-шахта всасывания; 2-КНД; 3-КВД; 4-камера сгорания; 5-ТВД; 6-ТНД; 7-свободная силовая газовая турбина; 8-пароперегреватель НПП; 9-испаритель НПП; 10-экономайзер НПП; 11-циркуляционный насос НПП; 12-коллектор-сепаратор; 13-регулируемый перепуск пара на конденсатор; 14-паровая турбина; 15-газоперекачивающий аппарат; 16-основной питательный насос; 17-воздушная градирня-конденсатор; 18-насос подвода воды для восполнения естественной убыли; 19-теплый ящик; 20-конденсатный насос.

На рис.2 показана совмещенная «Т-S-диаграмма» такой комбинированной ГПТУ. Условность такого совмещения определяются тем, что «Т-S-диаграмма» строиться для одного килограмма определенного рабочего тела, а в комбинированной ГПТУ они различны как по количеству, так и по своим теплофизическим свойствам. Однако такая диаграмма наглядно демонстрирует термодинамическую эффективность ГПТУ, у которой выбрасываемое в атмосферу тепло расходуется на генерацию пара, что обеспечивает получение дополнительной работы.

Как известно [3;4;9;10], основными параметрами цикла газотурбинной части установки являются степень подогрева рабочего тела в цикле $\theta = T_{\Gamma}^*/T_{\text{H}}$ (где T_{Γ}^* - температура газа перед турбиной, T_{H} - температура наружного воздуха) и суммарная степень повышения давления в цикле $\pi_{\text{к}\Sigma}^* = p_{\text{к}}^*/p_{\text{H}}$ (где $p_{\text{к}}^*$ - давление за компрессором, p_{H} - давление наружного воздуха). Выбор и оптимизация этих основных параметров цикла являются основной частью термогазодинамического расчета при проектировании газотурбинной части комбинированной установки. Эти же параметры оказывают существенное влияние и на выбор основных параметров цикла паротурбинной части энергоустановки.

Эффективная работа действительного цикла ГТЧ установки определяется как разность действительных работ расширения и сжатия [3;5;11]

$$L_e = \frac{k}{k-1} RT_{\text{H}} \frac{\pi_{\text{к}\Sigma}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \left(\frac{e\theta\eta_c\eta_p}{\pi_{\text{к}\Sigma}^{*\frac{k-1}{k}}} - 1 \right). \quad (1)$$

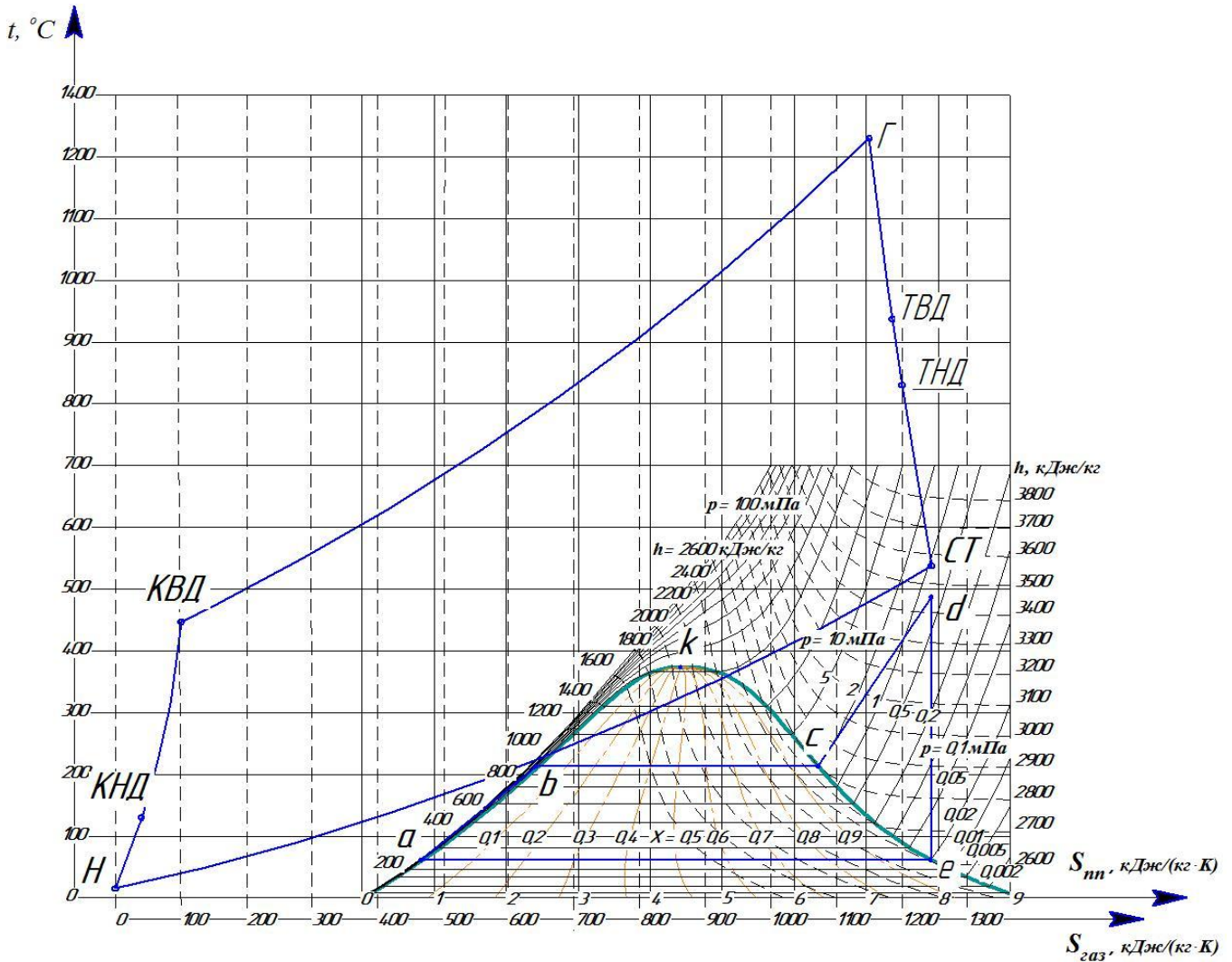


Рис.2. Совмещенная «Т-S-диаграмма» процессов в ГПТУ для ГПА.

В этом выражении, кроме параметров $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ и θ , присутствует температура окружающей среды T_H . Можно исключить влияние T_H введением понятия безразмерной работы цикла l_e , отнеся величину L_e к энтальпии атмосферного воздуха. Тогда в безразмерном виде действительная работа цикла

$$l_e = \frac{\pi_{\kappa\Sigma}^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \left(\frac{e\theta\eta_c\eta_p}{\pi_{\kappa\Sigma}^{*\frac{k-1}{k}}} - 1 \right). \quad (2)$$

Последнее выражение показывает, что только величины $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ и θ , назначаемые нами по тем или иным соображениям, являются основными параметрами рабочего процесса в цикле.

На рис.3 приведены зависимости эффективной безразмерной работы цикла от величины $\pi_{к\Sigma}^*$ для разных значений степени повышения температуры θ . Как видно из рис.3 при $\pi_{к\Sigma}^* = 0$ работа цикла равна нулю, при $\pi_{к\Sigma}^* = \pi_{к\Sigma optL}$ работа цикла достигает максимального значения и при некоторой $\pi_{к\Sigma max}$ вновь обращается в нуль.

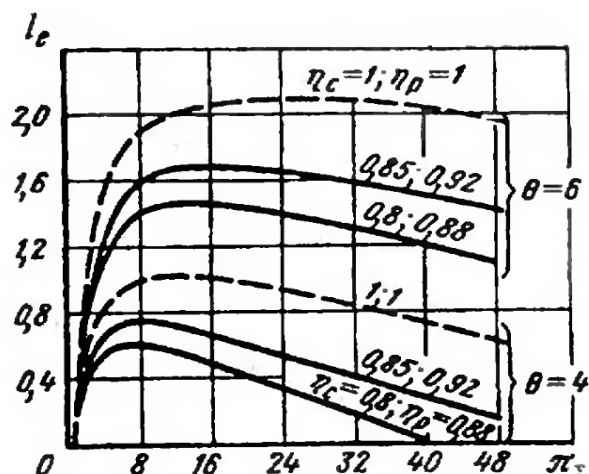


Рис.3. Зависимости безразмерной работы цикла от $\pi_{к\Sigma}^*$ и θ действительного цикла:

пунктир – идеальный цикл $k=1,4$; сплошные линии – действительный цикл

На рис.4 приведена расчетная зависимость безразмерной работы действительного цикла ГТД от степеней повышения давления.

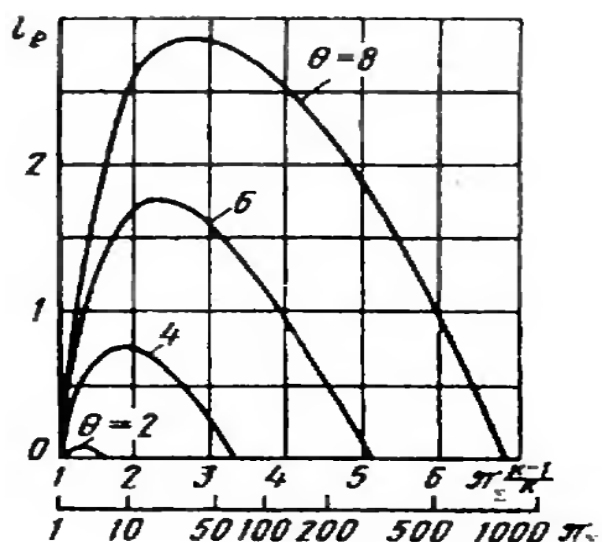


Рис.4. Зависимость безразмерной работы действительного цикла от степеней повышения давления и температуры $\eta_c = 0,85$, $\eta_p = 0,92$.

Соответственно имеется некоторое оптимальное значение степени повышения давления в цикле $\pi_{\kappa\Sigma optL}^*$, при которой работа цикла максимальна. Это оптимальное значение работы цикла с потерями можно найти, беря производную эффективной работы по степени повышения давления цикла и приравняв ее нулю

$$\pi_{\kappa\Sigma optL}^* = (e\theta\eta_c\eta_p)^{\frac{k}{2(k-1)}}. \quad (3)$$

Подставляя (3) в (2) получим простое выражение для максимальной работы действительного цикла ГТД при $\pi_{\kappa\Sigma optL}^*$

$$l_{e max} = \frac{(\sqrt{e\theta\eta_c\eta_p}-1)^2}{\eta_c}. \quad (4)$$

Из (4) следует, что величина максимальной работы цикла ГТД не зависит от степени повышения давления, при которой она достигается. Однако действительная работа цикла $l_{e max}$ зависит не только от θ , но и от КПД процессов сжатия и расширения. Увеличение степени повышения температуры θ всегда приводит к росту работы цикла. Поэтому увеличение температуры газа T_r^* целесообразно для получения возможно большей мощности ГТД.

КПД действительного цикла ГТД (эффективный КПД) η_e определяется как отношение эффективной работы к подведенной в цикле теплоты. Окончательное выражение для эффективного КПД действительного цикла ГТД записывается следующим образом [5]

$$\eta_e = \frac{\frac{k}{k-1}R\pi_{\kappa\Sigma}^* \frac{k-1}{\eta_c} \left(\frac{e\eta_c\eta_p}{\pi_{\kappa\Sigma}^* \frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(\frac{k}{k-1}R \right)_r \theta \frac{\left(\pi_{\kappa\Sigma}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right)}{\eta_c} - 1} \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что КПД действительного цикла зависит от степени повышения температуры θ и степени повышения давления $\pi_{\kappa\Sigma}^*$. Вследствие уменьшения относительной доли работы, идущей на преодоление потерь, рост θ приводит к увеличению КПД действительного цикла (рис.5).

Так как с увеличением $\pi_{\kappa\Sigma}^*$ возрастает относительная величина энергии, затрачиваемой на преодоление потерь при сжатии и расширении в действительном

цикле, зависимость $\eta_e = f(\pi_{k\Sigma}^*)$ имеет максимум. КПД действительного цикла обращается в нуль дважды, когда работа цикла равна нулю (т.е. при $\pi_{k\Sigma}^* = 1$) и при $\pi_{k\Sigma}^*_{max}$. Оптимальные по КПД значения $\pi_{k\Sigma}^*_{opt\eta}$ всегда больше, чем $\pi_{k\Sigma}^*_{optL}$. Это следует из того, что при увеличении $\pi_{k\Sigma}^*$ подведенная к циклу теплота Q_1 непрерывно уменьшается вследствие уменьшения разности температур $(T^*_Г - T_К)$ при $\theta = const$, а работа цикла имеет максимум. Поэтому величина $\pi_{k\Sigma}^*_{opt\eta}$ смещается вправо от значений $\pi_{k\Sigma}^*_{optL}$. Эти данные показывают, что увеличение работоспособности ГТД и его эффективности могут быть достигнуты только при одновременном увеличении степени повышения давления $\pi_{k\Sigma}^*$ и степени подогрева газа θ в сочетании, диктуемом конкретными требованиями [3;5].

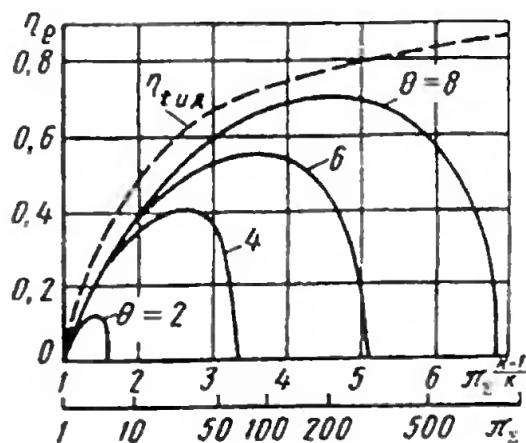


Рис.5. Зависимость КПД цикла от степеней повышения давления и температуры:
сплошные линии – действительный цикл $\eta_c = 0,85$, $\eta_p = 0,92$;
пунктирная линия – идеальный цикл.

В настоящее время топливом для ГТУ на КС служит сам перекачиваемый природный газ. По действующим нормативам топливный газ для ГТУ отбирается из конца участка газопровода и дросселируется до давления $\sim 1,8 \dots 2,0$ МПа. В связи с этим при организации рабочего процесса в ГТУ возможны следующие степени повышения давления воздуха в цикле:

- $\pi_{k\Sigma}^* < 15 \dots 18$ при непосредственном использовании газа после дросселирования, что достаточно низко по современным представлениям;
- $\pi_{k\Sigma}^* > 18 \dots 20$ при использовании дожимного компрессора для топливного газа вплоть до значений $40 \dots 60$;

- при изменении нормативных требований возможно также непосредственный отбор топливного газа из конца участка газопровода, тогда становится ненужным дожимной компрессор для топливного газа, что, вообще говоря, наиболее желательно для ГТУ.

В комбинированной ГПТУ выбор основных параметров газотурбинной и паротурбинной частей взаимосвязаны. Желательно, чтобы T_G^* имела в газотурбинной части установки как можно более высокое значение, так как от этого зависит эффективный КПД ГТУ и, соответственно, безразмерная работа цикла. Однако по конструктивным соображениям желательно свободную силовую турбину делать неохлаждаемой.

В связи с этим был проведен расчет по влиянию начальной температуры газа T_G^* и степени повышения давления $\pi_{к\sigma}^*$ на эффективность газотурбинной части и всей комбинированной ГПТУ.

При термогазодинамическом расчете газотурбинной части в качестве прототипа был принят авиационный ТРДДФ РД-33. Были приняты следующие значения варьирования основных термогазодинамических параметров цикла ГТЧ:

$$\pi_{к\sigma}^* = 12, 18, 24, 30 .$$

$$T_G^* = 1200, 1400, 1600, 1800 \text{ K} .$$

Результаты расчетов показаны на рис.6 в виде зависимости температуры газа перед силовой турбиной $T_{СТ}^*$ от начальной температуры газа после камеры сгорания T_G^* при разных степени повышения давления $\pi_{к\sigma}^*$.

Как видно из рис.6 при увеличении температура газа T_G^* увеличивается температура на входе в силовую турбину $T_{СТ}^*$. Но увеличивать начальную температуру цикла выше определенных значений нецелесообразно. Обычно свободную силовую турбину стремятся выполнять неохлаждаемой. Поэтому температуру перед свободной силовой турбиной необходимо принимать не более **1200...1250 K** . Расчеты показывают, что в этом случае начальная температура газа не должна превышать значений **$T_G^*=1500..1600 \text{ K}$** и тогда силовую турбину можно выполнять с неохлаждаемыми лопатками.

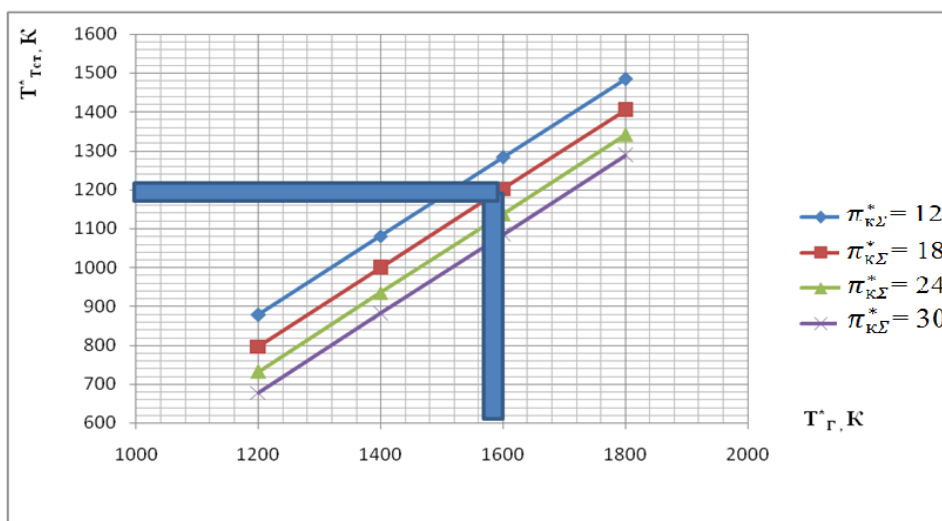


Рис.6. Зависимость температуры газа перед силовой турбиной от начальной температуры газа ГТЧ.

На рис. 7 и 8 показаны зависимости эффективного КПД газотурбиной установки η_e , КПД комбинированной газопаротурбиной установки $\eta_{ГПТУ}$ в зависимости от суммарной степени повышения давления $\pi_{к\Sigma}^*$ при разных температурах газа $T_{Г}^*$.

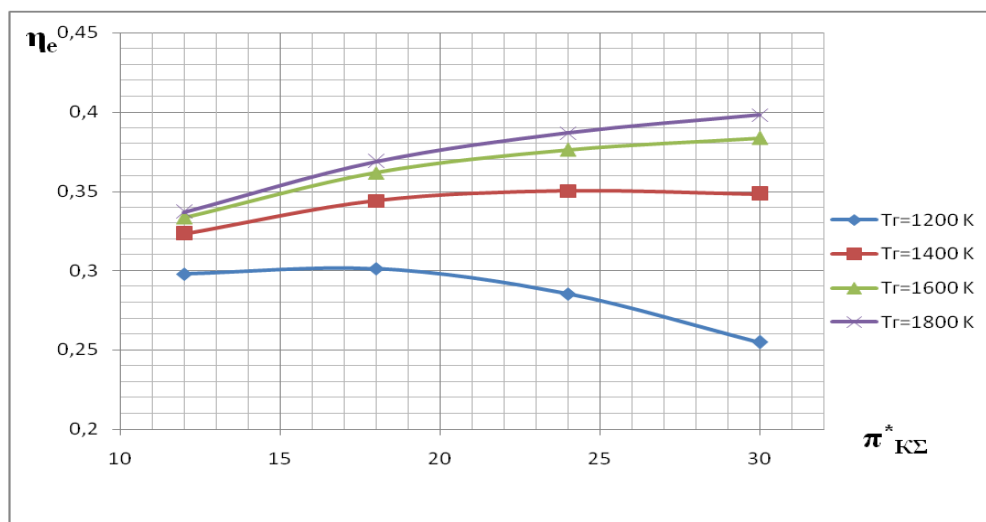


Рис.7. Зависимости эффективного КПД газотурбиной установки η_e в зависимости от суммарной степени повышения давления $\pi_{к\Sigma}^*$ при разных температурах газа $T_{Г}^*$.

Из полученных расчетных данных на рис.7 и 8 видно, что при изменении начальной температуры газа от 1600 до 1800 К изменение эффективного КПД комбинированной газопаротурбинной установки практически не сказывается на

КПД газотурбинной части в области целесообразного изменения степени повышения давления. Поэтому принимать начальную температуру выше 1600 K также нецелесообразно.

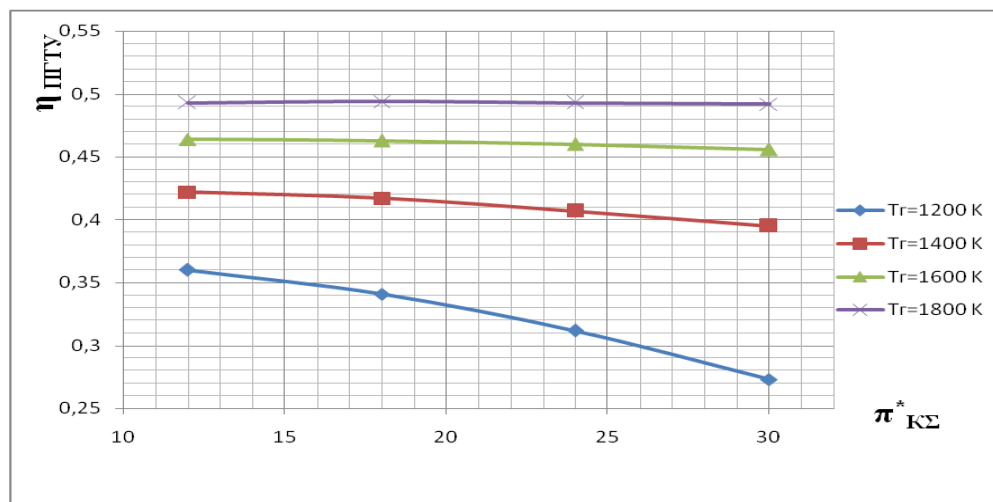


Рис.8. Зависимости эффективного КПД комбинированной газопаротурбиной установки $\eta_{ПГТУ}$ в зависимости от суммарной степени повышения давления $\pi^*_{КС}$ при разных температурах газа $T_{Г^*}$.

Паротурбинный цикл преобразования тепловой энергии в механическую осуществляется в паротурбинной части комбинированной установки, рабочим телом которой являются пары низкокипящих жидкостей, чаще всего воды.

В комбинированной газопаротурбинной установке параметры ГТЧ и ПТЧ взаимосвязаны. Поэтому исходные расчеты состоят в согласовании основных параметров газотурбинной и паротурбинной частей установки.

На рис.9 показан график распределения температур в УПГ. Верхняя кривая – график изменения температуры горячего (греющего) газа, нижняя – изменение температуры системы «вода-водяной пар». На рис.9 процессы: «*a-b*» - нагрев воды в экономайзере; «*b-b*» - передача воды из экономайзера в испаритель УПГ; «*b-c*» - кипение и испарение воды в испарителе УПГ; «*c-c*» - передача пароводяной смеси в сепаратор и насыщенного пара в пароперегреватель УПГ; «*c-d*» - перегрев пара.

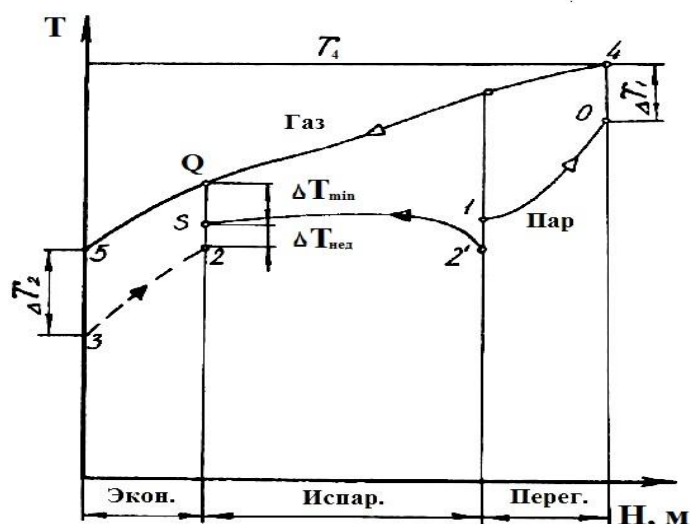


Рис.9. График распределения температур в УПГ.

Расчет производительности и параметров пара, а также размеров УПГ, основывается на соблюдении указанных на рис.9 температурных перепадов. Эти перепады на любом режиме работы УПГ должны быть положительными и иметь определенные значения для получения целесообразных параметров парогенератора.

Перепад температур ΔT_1 — разность температур между максимальной температурой греющего газа и максимальной температурой перегретого пара $T_{пп}$ — определяет температуру на входе в паровую турбину, а следовательно, величину работы ПТ и КПД установки в целом. Однако с уменьшением этого перепада температур возрастают размеры и масса пароперегревателя.

Перепады температур ΔT_2 и ΔT_{min} определяют возможное количество генерируемого пара при известном расходе горячих газов.

Таким образом, выбор указанных перепадов температур при проектировании ГПТУ установки требует оптимизационного подхода. По современной статистике рекомендуемые величины перепадов температур составляют: $\Delta T_1 = 20 \dots 50$ К; $\Delta T_{min} = 1 \dots 20$ К; $\Delta T_2 = 40 \dots 80$ К.

Конденсация пара после ПТ может производиться при отводе тепла водой или атмосферным воздухом. Соответственно различают водяные и воздушные теплообменники-конденсаторы.

Так как давление в конденсаторе p_k однозначно определяется температурой насыщения, соответствующей этому давлению, в термически «идеальном» конденсаторе (с бесконечно большим расходом охлаждающего агента и с бесконечно большой поверхностью охлаждения) температура конденсируемого пара определялась бы температурой охлаждающего агента. В действительности в конденсаторе происходит нагрев охлаждающего агента, и для получения практически целесообразных размеров теплообменника необходимо иметь на выходе из него температуру охлаждающего агента ниже температуры конденсации на величину $\Delta T_{\text{кон}}$. Обычно $\Delta T_{\text{кон}} = 10 \dots 20$ К.

Принципиальными положениями, позволяющими выбрать основные параметры ПТЧ комбинированной установки, утилизирующей тепло выхлопных газов ГТЧ, являются следующие. На рис.10 показан цикл паротурбинной части установки в «Т-S-диаграмме» дополненной зависимостями изменения температуры выхлопных газов ГТЧ (верхняя пунктирная кривая) и изменением температуры воздуха, осуществляющего воздушную конденсацию пара (нижняя пунктирная кривая).

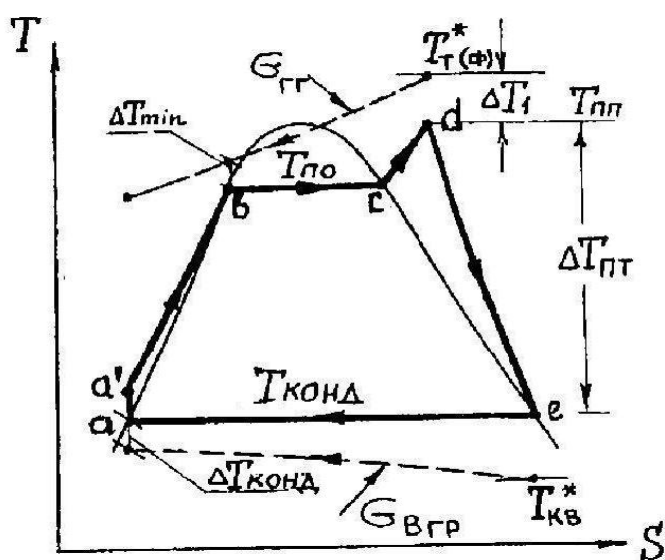


Рис.10. «Т-S-диаграмма» в ПТЧ установки.

Первым и главным условием при выборе параметров паротурбинного цикла является «*a-a*»-*b-c-d-e*» расположение его между вышеуказанными пунктирными кривыми линиями при условии, что температурные градиенты ΔT_1 , ΔT_{min} и $\Delta T_{кон}$ будут иметь указанные ранее значения, определяющие приемлемые размеры парогенератора и конденсатора, а также газодинамические потери в них.

Очень важным является вопрос о выборе начального давления пара в ПТЧ установки, т.е. давления на участке парообразования и перегрева пара «*b-c-d*». Если стремиться спроектировать ПТЧ с тем же уровнем давления, что и ГТЧ, то «однотипность» машин в газовой и паровой частях может иметь ряд эксплуатационных преимуществ.

Если, кроме того, использовать безвакуумный конденсатор, то будем иметь давление на линии конденсации «*e-a*», равное атмосферному, и, следовательно, температуру конденсации $373\text{ K } (100^\circ\text{C})$. Целесообразно процесс расширения в ПТ заканчивать на границе насыщения (точка *e*), чтобы избежать выпадения влаги в ПТ.

При выполнении этих условий для известных из термогазодинамического расчета ГТЧ температуры газа за свободной силовой турбиной, расхода газа G_r кг/с и выбранного значения ΔT_1 положение точки *d* определяется однозначно, т.е. однозначно определяются параметры перегретого пара на входе в ПТ.

Если, кроме того, задаться величиной ΔT_{min} , то можно найти количество пара $G_{п}$ кг/с, которое при этих условиях может быть генерировано выхлопными газами ГТЧ.

Отношение этих величин определяет важнейший параметр комбинированной ГПТУ – относительный расход генерируемого пара $m_{п} = G_{п}/G_r$.

Из уравнения теплового баланса в парогенераторе можно получить выражение для определения относительного расхода генерируемого пара

$$m_{п} = \frac{c_{пг}[T_{т(ф)}^* - (T_b + \Delta T_{min})]}{r_{п} + (i_d - i_c)} \quad (6)$$

где $r_{п}$ - теплота парообразования, Дж/кг (указывается в теплотехнических справочниках).

Не менее важным для расчета ГПТУ с воздушным конденсатором является и относительный расход воздуха воздушной градирни, необходимый для конденсации 1 кг пара $m_{\text{конд}} = G_{\text{в гр}}/G_{\text{п}}$. Из уравнения баланса тепла для теплообменника-конденсатора можно получить

$$m_{\text{конд}} = \frac{G_{\text{в гр}}}{G_{\text{п}}} = \frac{r_{\text{п}}}{c_{\text{рв}}[(T_{\text{конд}} - \Delta T_{\text{конд}}) - T_{\text{кв}}]} \quad (7)$$

где $c_{\text{рв}} = 1005$ Дж/(кг К) - теплоемкость воздуха; $T_{\text{кв}}$ - температура воздуха за вентилятором сухой градирни; $G_{\text{в гр}}$ - расход охлаждающего воздуха, кг/с.

Тогда потребный расход охлаждающего воздуха определяется по формуле

$$G_{\text{в гр}} = G_{\text{п}} m_{\text{конд}}. \quad (8)$$

Обычно в ПТУ реализуется термодинамический цикл с полной конденсацией отработанного пара (цикл Ренкина). На рис.11 приведен в «Т-S-диаграмме» идеальный цикл Ренкина для паросиловой установки, работающей на перегретом паре. Здесь показаны три варианта организации рабочего процесса расширения в паровой турбине. Процесс «с-е''» соответствует случаю без перегрева пара, когда на входе в турбину в точке с имеется сухой насыщенный пар. Однако при этом за ПТ отработанный пар имеет повышенную влажность и наличие в рабочем теле частиц влаги ухудшает экономичность турбины или требует установки специальных влагоулавливающих устройств.

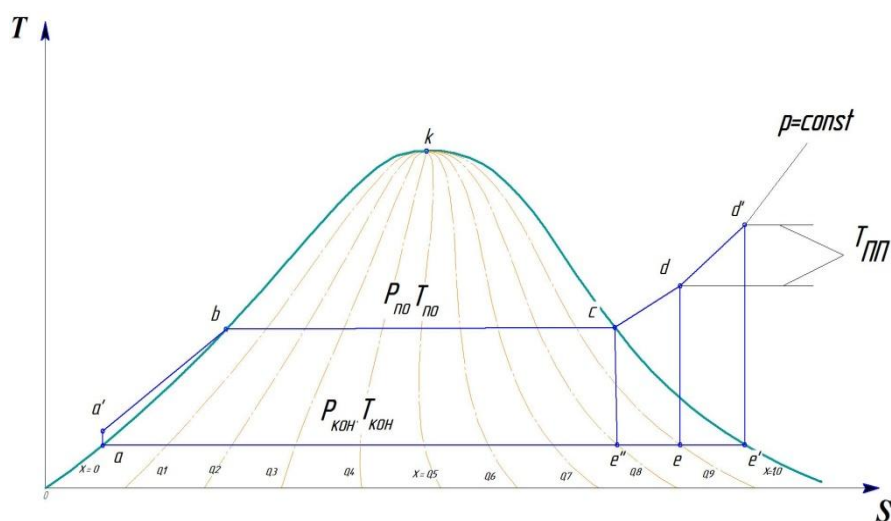


Рис.11. Идеальный цикл Ренкина паросиловой установки.

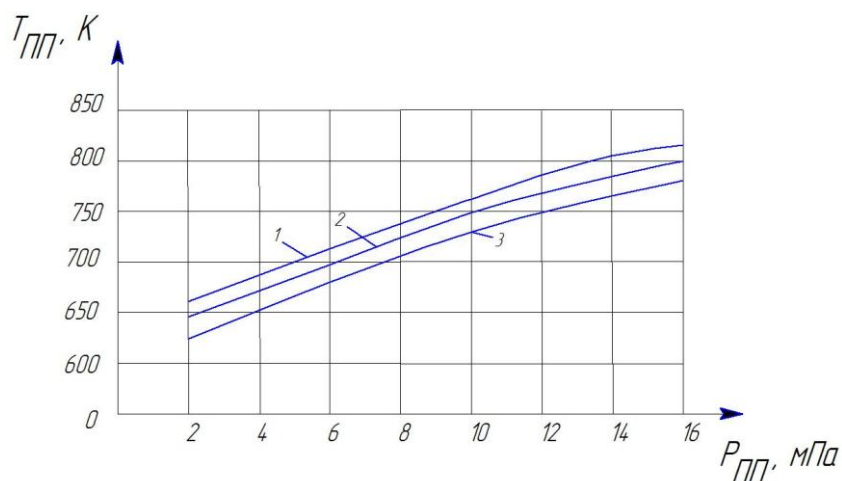


Рис.13. Результаты расчета сопряженных параметров.

Для случая на рис.11, когда точка e соответствует давлению конденсации $p_k = 1$ атм ($T_{\text{кон}} = 373$ К), а давление на входе в паровую турбину находится в области $p_{\text{пп}} = 20 \dots 30$ атм (температура соответствует получению сопряженных параметров), в первом приближении расчет по определению основных параметров паровой турбины (частота вращения, диаметр и число ступеней) может проводиться по методике расчета газовой турбины при следующих значениях показателя изоэнтропы и газовой постоянной для перегретого пара $k_{\text{пп}} = 1,3$ и $R_{\text{пп}} = 461$ Дж/(кг К) [6].

Так как расходы пара, генерируемого выхлопными газами ГТЧ, относительно невелики, то паровые турбины комбинированных ГПТУ часто представляют собой малорасходные турбины, т.е. турбины с пониженными высотами сопловых и рабочих лопаток. Кроме того частота вращения паровой турбины обычно задается приводным агрегатом, которая относительно невелика. При малых размерах турбины и пониженной частоте вращения окружные скорости в паровых турбинах также получаются пониженными. Это приводит к тому, что паровые турбины имеют большое число ступеней (4...8 и более) по сравнению с турбинами авиационных ГТД.

При этом при повышенных значениях давления на входе в паровую турбину степень расширения в турбине достигает достаточно больших значений $\pi_{\text{пт}} = 20 \dots 100$, что также обуславливает повышение числа ступеней.

Заключение.

Проведенные расчеты ГПТУ показывают, что создание комбинированной газопаротурбинной установки для газоперекачивающего агрегата является возможным. При этом начальная температура газа не должна превышать $T_T^*=1500..1600$ К. В качестве примера такой установки для газотурбинной части был взят авиационный ТРДДФ РД-33. Полученная расчетная мощность установки составила 20 МВт (15,5 МВт и 4,5 МВт), расход воздуха 43 кг/с, сумарный степень повышения давления в компрессоре 18, температура газа перед турбиной компрессора 1500 К, эффективный КПД всей установки равен $\eta_e = 0,45$.

Все это позволяет сделать вывод о том, что комбинированные ГПТУ являются перспективными агрегатами для привода ГПА и позволяют получить эффективный КПД $\eta_e \sim 0,45 \dots 0,48$.

Библиографический список

1. Щуровский В.А., Зайцев Ю.А. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты. – М.: Недра, 1994. – 190 с.
2. Козаченко А.Н. Эксплуатация компрессорных станций магистральных газопроводов. – М.: Нефть и газ, 1999. - 463 с.
3. Елисеев Ю.С., Манушин Э.А., Михальцев В.Е. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Изд-во МГТУ, 2000. – 640 с.
4. Болховников М.С., Боровиков Д.А., Ионов А.В., Селиверстов С.Д. Разработка испытательного стенда для малоразмерных газотурбинных двигателей // Труды МАИ, 2016, №91: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=75612>
5. Бакулев В.И., Голубев В.А., Крылов Б.А., Марчуков Е.Ю., Нечаев Ю.Н., Онищик И.И., Сосунов В.А., Чепкин В.М. Теория, расчет и проектирование

авиационных двигателей и энергетических установок – М.: Изд-во МАИ, 2003. – 688 с.

6. Емин О.Н. Использование авиационных ГТД для создания наземных транспортных и стационарных энергетических установок: Учебное пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1998. – 80 с.

7. Щегляев А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкция турбин. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – 376 с.

8. Батурин О.В., Попов Г.М., Горячкин Е.С., Смирнова Ю.Д. Перепрофилирование трехступенчатого осевого компрессора с помощью методов математической оптимизации // Труды МАИ, 2015, №82: <http://www.mai.ru/science/trudy/published.php?ID=58712>

9. Арсеньев Л.В. Комбинированные установки электростанций: Учебное пособие. – Санкт-Петербург, СПбГТУ, 1993. – 94 с.

10. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций - М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 579 с.

11. Бурдаков В.П., Дзюбенко Б.В., Меснянкин С.Ю. Михайлова Т.В. Термодинамика: – М.: Дрофа, 2009. – 479 с.