

УДК 62-631.2:665.65

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА ПРИВОДНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

С.А. Гулина¹, И.Ю. Горюнова²

¹ Самарский государственный технический университет
Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

² Уральский федеральный технический университет
Россия, 620000, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19

E-mail: kr_oeg@mail.ru, igy2@planet-a.ru

Предлагается совместить энергетический и эксергетический методы определения параметров эффективности энергетической системы газотурбинного двигателя (ГТД). Дополнение энергетического метода эксергетическим позволит оценить энергетические ресурсы ГТД с учетом параметров окружающей среды. На основе энергетического и эксергетического методов исследования с помощью разработанного алгоритма рассчитаны эффективный и эксергетический КПД реально существующих газотурбинных установок, определена область оптимальных параметров газотурбинного двигателя, использующегося в качестве привода для конкретных условий эксплуатации.

Ключевые слова: газотурбинный привод, газоперекачивающий агрегат, расчетная модель, термодинамический анализ, работа цикла, эксергия.

Среди всех областей наземного применения газотурбинных двигателей (ГТД), как отмечено в работе [2], наиболее широко ГТД в качестве приводов используются на газоперекачивающих компрессорных станциях магистральных газопроводов. Главная особенность приводных ГТД заключается в том, что основная часть располагаемой полезной работы газа используется в турбине для получения механической работы привода. Традиционно параметры газотурбинного двигателя определяли, используя энергетические модели теплового расчета. В классической термодинамике существует понятие эксергии. Эксергия – мера энергетических ресурсов термодинамической системы ГТД, определяющая работоспособность тепловой энергии цикла при совершении ею процессов от заданного состояния до полного термодинамического равновесия системы и окружающей среды.

Так как показатели эффективности ГТД непосредственно связаны с технико-экономическими характеристиками газоперекачивающих агрегатов (ГПА), определение эксергетических параметров цикла ГТД позволит оценить уровень потерь работоспособности в термодинамических процессах, зависящих от климатических условий эксплуатации ГПА, и определить экономически наиболее выгодные параметры термодинамического цикла ГТД.

Не всякая энергия и не при всех условиях может быть пригодна для практического использования. В данной работе предлагается совместить энергетический и эксергетический методы определения параметров эффективности энерге-

Светлана Анатольевна Гулина (к.т.н.), доцент кафедры «Трубопроводный транспорт».

Ирина Юрьевна Горюнова (к.т.н.), доцент кафедры «Турбины и двигатели».

тической системы ГТД. Энергетический метод позволяет определить суммарную потерю работы вследствие необратимости реального теплового процесса в ГТД, эксергетический метод – определить потерю работоспособности в системе ГТД от заданного состояния рабочего тела до полного термодинамического равновесия его с окружающей средой. Цель применения эксергетического метода заключается в сопоставлении количества эксергии с вносимым в двигатель топливом с количеством эксергии, преобразованной из тепловой энергии рабочего тела в механическую энергию привода. Данное сравнение двух эксергий дает дополнительную оценку эффективности использования газотурбинных установок (ГТУ) в качестве привода при заданных климатических условиях.

Энергетический метод определения параметров эффективности (удельной мощности привода L_e , эффективного КПД η_e) в зависимости от параметров цикла (оптимальной степени повышения давления в цикле π_k и температуры газа перед турбиной T_T) хорошо изложен в работе [5]. Остановимся более подробно на оценке эксергетических параметров цикла.

Разность общей величины эксергии, вводимой в термодинамический цикл ГТД $\mathcal{E}_{Bx}$, и величины эксергии, выводимой из системы $\mathcal{E}_{Bbx}$, определяет величину потерь от необратимости в системе:

$$\sum \Pi = \sum \mathcal{E}_{Bx} - \sum \mathcal{E}_{Bbx} \geq 0. \quad (1)$$

В таком случае потери эксергии $\sum \Pi$ аналогичны энтропии S , возрастание которой в замкнутой системе также отражает потери от необратимости цикла. Эксергетическая эффективность термодинамического цикла ГТД есть отношение эксергии, отводимой от системы $\sum \mathcal{E}_{Bbx}$ к подведенной эксергии $\sum \mathcal{E}_{Bx}$:

$$\eta_{\mathcal{E}} = \frac{\sum \mathcal{E}_{Bbx}}{\sum \mathcal{E}_{Bx}} = \frac{\sum \mathcal{E}_{Bx} - \sum \Pi}{\sum \mathcal{E}_{Bx}} = 1 - \frac{\sum \Pi}{\sum \mathcal{E}_{Bx}}.$$

Потери в ГТД связаны с потерями в процессах сжатия и расширения рабочего тела, с наличием механических потерь в узлах ГТД, с гидравлическими сопротивлениями в проточной части ГТД (внутренние потери $\Pi_{ГТД}$). Также учитываются потери тепла в окружающую среду (внешние потери $\Pi_{хол}$). При учете этих двух видов потерь уравнение (1) преобразуется:

$$\Pi_{ГТД} + \Pi_{хол} = \sum \mathcal{E}_{Bx} - \sum \mathcal{E}_{Bbx}.$$

Эксергия – это работоспособность энергии, то есть величина работы, которая может быть получена с помощью данного количества энергии в результате обратимого взаимодействия с окружающей средой. Для тепловой энергии цикла ГТД величина эксергии определяется долей тепловой энергии, которая может быть преобразована в механическую работу привода.

Составлен алгоритм эксергетической оценки эффективности ГТД простого цикла, где Вх-К – процесс сжатия воздуха в компрессоре; К-Г – процесс подвода теплоты; Г-Т – процесс расширения газа на турбине; Т-Вх – охлаждение газа до параметров окружающей среды. Для ГТД, работающих по циклу Брайтона, давление рабочего тела на выходе из ГТД равно атмосферному, температура потока составляет порядка $T_{CT}^* = 450...650$ °С. Удельная эксергия теплового цикла ГТД – величина работы, которую можно получить с помощью одного килограмма рабочего тела с параметрами T_T , P_T , h_T , и s_T при обратимом взаимодействии с окружающей средой, параметры которой T_H , P_H , h_H , и s_H (параметры среды

назначаются в зависимости от климатических условий района эксплуатации ГПА).

Для определения эксергетических показателей ГТД составляется эксергетический баланс рабочего тела при совершении им необратимого термодинамического цикла, на основе которого определяется эксергия подводимой и отводимой теплоты и совершаемая системой располагаемая работа. Принято допущение, что рассматриваемая термодинамическая система является энергоизолированной, то есть через корпус ГТД тепло не отдается в окружающую среду. Потери тепла происходят только с выхлопными газами.

Эксергетический баланс в процессе сжатия рабочего тела в компрессоре

$$\mathcal{E}_{Bx} + \mathcal{E}_{l_K} = \mathcal{E}_K + \Pi_K,$$

где $\mathcal{E}_{Bx}$ – эксергия на входе в двигатель для принятых условий;
 $\mathcal{E}_{l_K}$ – эксергия, подводимая к рабочему телу в процессе сжатия;
 $\mathcal{E}_K$ – эксергия на выходе из компрессора;
 Π_K – потери эксергии в процессе сжатия в компрессоре.

Тогда эксергия рабочего тела на входе и выходе из компрессора

$$\mathcal{E}_{Bx} = (h_{Bx}^* - h_H) - T_H(S_{Bx} - S_H), \quad \mathcal{E}_K = (h_K^* - h_{Bx}^*) - T_H(S_K - S_{Bx}).$$

В политропическом процессе сжатия вследствие подвода работы к компрессору l_K изменение эксергии рабочего тела будет складываться из располагаемой работы l_{Ks} и эксергии теплоты $\mathcal{E}_{q_{Bx-K}}$:

$$\mathcal{E}_{l_K} = \int_{Bx}^{Ks} \frac{dP}{\rho} + \mathcal{E}_{q_{Bx-K}},$$

потери эксергии в компрессоре

$$\Pi_K = T_H(S_K - S_H).$$

При подводе теплоты q_T в камеру сгорания энергия вносимого в двигатель топлива идет на увеличение энтальпии системы. Баланс эксергии для этого процесса

$$\mathcal{E}_K + q_T = \mathcal{E}_T + \Pi_{KC}.$$

Потери эксергии в этом процессе безвозвратны и равны

$$\Pi_{KC} = T_H(S_T - S_K).$$

Эксергия рабочего тела возрастает на величину эксергии подводимого тепла:

$$\mathcal{E}_{q_T} = q_T - T_H \int_K^T \frac{dq}{T} = (h_T^* - h_K^*) - T_H(S_T - S_K).$$

В процессе политропического расширения в турбине от сечения Г-Т для совершения полезной работы эксергия системы должна уменьшиться на величину механической работы, совершаемой турбиной l_T , равной эксергии, отводимой от рабочего тела: $l_T = \mathcal{E}_{l_T}$. Эксергетический баланс для политропического процесса расширения в турбине

$$\mathcal{E}_T = \mathcal{E}_T + \mathcal{E}_{l_T} + \Pi_T,$$

где Π_T – потери эксергии в процессе расширения: $\Pi_T = T_H(S_T - S_T)$;

$\mathcal{E}_T$ – удельная эксергия на выходе из турбины.

Суммарное изменение эксергии в процессе политропического расширения

$$\mathcal{E}_{T-T} = \mathcal{E}_{q_{T-T}} - \mathcal{E}_{l_T},$$

где $\mathcal{E}_{q_{Г-Т}}$ – удельная эксергия тепла, затраченная на политропическое расширение в турбине.

Отводимая эксергия системы $\mathcal{E}_{l_e}$ пропорциональна полезной работе цикла l_e и определяется:

$$\mathcal{E}_{l_e} = \mathcal{E}_{l_T} - (\mathcal{E}_{q_{Г-Т}} + \Pi_T).$$

Эксергетический КПД ГТД определяется как отношение отводимой эксергии, соответствующей полезной работе цикла, к эксергии тепла, подведенной в процессе сжатия и процессе подвода тепла в камере сгорания:

$$\eta_{\mathcal{E}} = \frac{l_e}{\mathcal{E}_{q_T}}.$$

Для энергетического баланса ГТД оценка работоспособности энергии не зависит от температурного потенциала потока рабочего тела, для эксергетического баланса ценность тепловой энергии цикла ГТД с точки зрения ее преобразования в механическую энергию определяется не только количеством, но и тем, в какой степени она может быть использована в данных климатических условиях. В свете изложенного эксергия выступает как мера для энергетических ресурсов термодинамических циклов ГТД, способная при взаимодействии с окружающей средой с постоянными параметрами к максимальному преобразованию в механическую работу.

На основе паспортных данных (табл. 1) приводных газотурбинных двигателей НК-12СТ, НК-14СТ, АЛ-31СТ, НК-16СТ, MS-5002 и НК-38СТ были проведены расчеты эксергетических и энергетических параметров.

Таблица 1

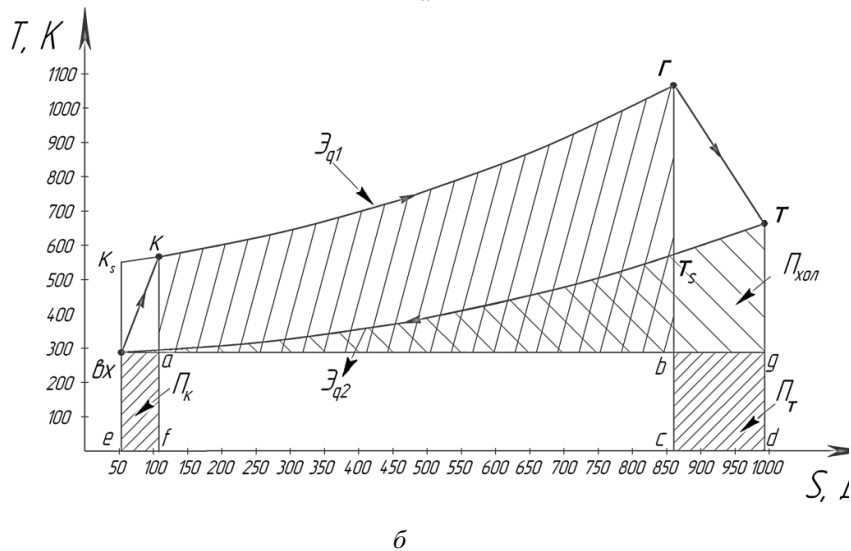
Паспортные данные ГТД, используемых для привода ГПА

Установка	T_G^* , К°	π_K^*	η_e^*	G_B , кг/с	N_e , МВт
MS-5002	1200	8,6	28,0	126	24,6
НК-12СТ	998	8,8	26,1	56	6,3
НК-14СТ	1240	10,0	32,0	37	8,0
НК-16СТ	1067	9,7	29,0	102	16,0
НК-38СТ	1476	25,9	38,0	54,6	16,0
АЛ-31СТ	1440	23,0	37,3	58,0	16,0

На рис. 1 в T – S -координатах построены идеальные и реальные циклы двигателей НК-16СТ и НК-38СТ. В идеальных циклах (площадь $\sim Bx, Ks, \Gamma, T$) при обратимом протекании процессов внутри ГТД (изоэнтропическое сжатие в осевом компрессоре, изобарный подвод тепла в камере сгорания, изоэнтропическое расширение в турбине) и при взаимодействии с окружающей средой эксергия ГТД остается неизменной. Действительные процессы, протекающие в ГТД, необратимы, и, следовательно, эксергия термодинамической системы реальной газотурбинной установки будет уменьшаться. Наличие трения приводит к возрастанию энтропии рабочего тела и к уменьшению фактической работы в процессе. Работа, совершаемая рабочим телом в ГТД, меньше максимальной полезной работы $L_e^{\max}$ на величину потери эксергии рабочего тела, покидающего систему. В соответствии с законом Гюи – Стодола необратимость процессов преобразо-

$$L_e = L_e^{\max} - T_H \Delta S_{\Sigma}^H.$$

$$L_e = L_e^{\max} - T_H \Delta S_{\Sigma}^H.$$

$$L_e = L_e^{\max} - T_H \Delta S_{\Sigma}^H.$$


Для газотурбинных установок с регенерацией теплоты уходящих газов часть тепла от выхлопных газов Q_R возвращается в цикл и участвует в создании механической работы. В рассматриваемых ГТД нет регенератора тепла, и эксергия рабочего тела на выходе из турбины приравнивается к потерям в цикле. В расчетах

принята температура окружающей среды, равная 15 °С. При этом значении температуры считаем, что вещества имеют нулевую термическую эксергию. В реальных циклах ГТД наличие внешних и внутренних потерь – объективная реальность, поэтому удельный расход эксергии, затраченный на преобразование тепла в механическую работу в цикле, выше, чем для идеального цикла. На рис. 1 показаны площади, соответствующие потерям эксергии в цикле, которые складываются из потерь в турбине Π_T (площадь $\sim cbgdc$), потерь эксергии в компрессоре Π_K (площадь $\sim eBx0fe$), потерь эксергии в окружающую среду с отходящими газами $\Pi_{хол}$ (площадь $\sim BxTgBx$).

Указанные потери эксергии зависят от параметров цикла (степени повышения давления π_K^* и температуры газа перед турбиной T_T^*), типа оборудования и климатических условий эксплуатации. Практическое преимущество эксергии заключается в том, что ее уменьшение сразу дает величину потери преобразованной тепловой энергии термодинамического цикла ГТД и позволяет сопоставить величину потери с имеющимся количеством полезной работы цикла.

Оценку влияния необратимости процессов преобразования энергии в термодинамической системе ГТД на потери полезной работы цикла хорошо иллюстрируют рассчитанные эксергетические потоки рабочих тел. На рис. 2 по полученным данным эксергетических параметров для приводного ГТД НК-38 СТ построена эксергетическая диаграмма. Из диаграммы видно, что в термодинамическом цикле ГТД эксергия подводится в виде изобарного подвода теплоты, эксергии работы сжатия и отводится в виде механической работы турбины и потерь эксергии в процессах сжатия и расширения, потерь эксергии тепла в окружающую среду.

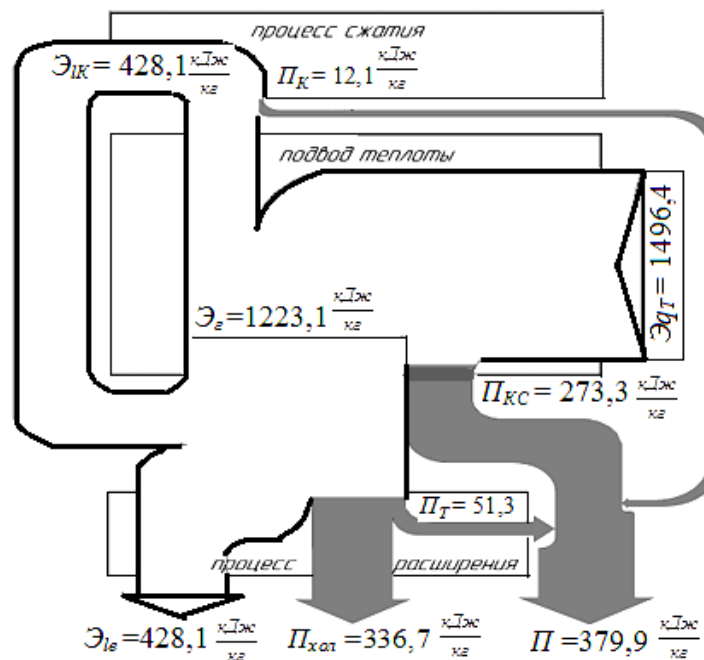


Рис. 2. Эксертетическая диаграмма НК-38СТ

Эффективность работы ГТД определяется термодинамическим совершенством теплового цикла и оценивается энергетическим КПД η_{ε} . Эксергетический КПД η_{ε} позволяет дополнительно оценить работоспособность тепловой энергии рабочего тела и величину потерь работоспособности в зависимости от температуры окружающей среды T_H . Подобная оценка актуальна в связи с необходимостью учета различных среднегодовых температур местностей, где эксплуатируются ГТД.

Зависимость эксергетического КПД η_{ε} от π_K^* и температуры газа перед турбиной T_G^* качественно такая же, как и эффективного КПД η_e от этих параметров. Степень повышения давления $\pi_{K\ opt}^{\eta_{\varepsilon}}$, при которой достигается максимум эксергетического КПД, выше, чем $\pi_{K\ opt}^{l_e}$, соответствующая максимальной удельной мощности ГТД l_e , и меньше $\pi_{K\ opt}^{\eta_e}$, при котором достигается максимум эффективного КПД η_e , то есть $\pi_{K\ opt}^{l_e} < \pi_{K\ opt}^{\eta_{\varepsilon}} < \pi_{K\ opt}^{\eta_e}$.

В табл. 2 приведены для сравнения оптимальные значения степени повышения давления в компрессоре для эффективного и эксергетического КПД.

Таблица 2

Значения π_K^* для исследуемых ГТД

Установка	T_G^* , К°	π_K^* паспорт	$\pi_{K\ opt}^{\eta_e}$ ($\eta_e = \max$)	$\pi_{K\ opt}^{\eta_{\varepsilon}}$ ($\eta_{\varepsilon} = \max$)
НК-12СТ	998	8,8	14,2	9,0
НК-16СТ	1067	9,7	18,4	10,5
MS-5002	1200	8,6	24,5	15,5
НК-14СТ	1240	10,0	26,1	16,0
АЛ-31СТ	1440	23,0	39,3	20,5
НК-38СТ	1476	25,9	41,5	21,5

Уменьшение оптимальных значений $\pi_{K\ opt}^{\eta_{\varepsilon}} < \pi_{K\ opt}^{\eta_e}$ объясняется тем, что полезная эксергия, которая трансформируется в механическую работу турбины, складывается не только из эксергии вносимого в двигатель топлива, – учитывается и эксергия работы сжатия. Полезная работа ГТД сопоставляется с максимальным количеством работы, которую мог бы получить потребитель за счет эксергии термодинамической системы.

На этапе проектирования приводного ГТД и выбора начальных параметров цикла (степени повышения давления π_K^* и температуры газа перед турбиной T_G^*) или при подборе ГТД из базы уже существующих для конкретных климатических условий предлагается совместить методы эксергетического и энергетического анализа оценки параметров эффективности приводного ГТД. Тогда совершенство термодинамического цикла ГТД оценивается следующими параметрами: 1) эксергетическим КПД η_{ε} ; 2) эффективным КПД η_e ; 3) удельной мощностью привода l_e .

На рис. 3 показаны зависимости π_K^* от степени повышения температуры $\frac{T_G^*}{T_H^*}$, когда достигаются максимумы эксергетического КПД, удельной мощности привода и эффективного КПД.

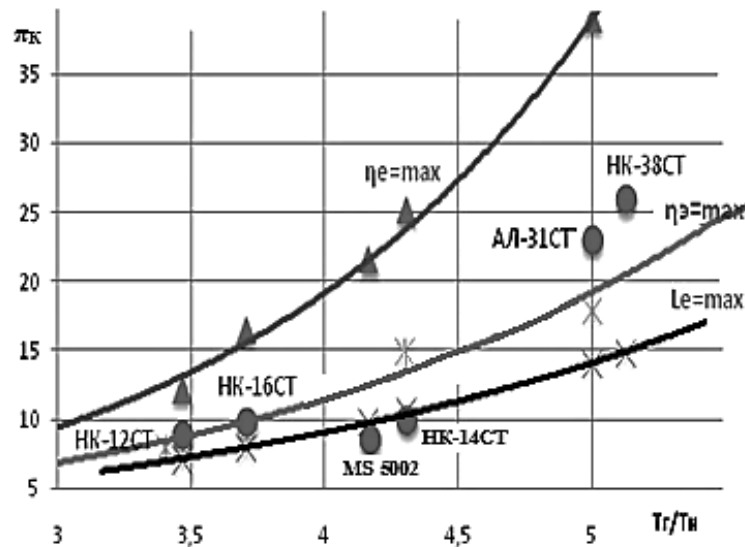


Рис. 3. Зависимость $\pi_K^* = f\left(\frac{T_G^*}{T_H^*}\right)$

На зависимости $\pi_{K\ opt}^{\eta э} = f\left(\frac{T_G^*}{T_H^*}\right)$ величина отводимой эксергии в цикле мак-

симальна, а потери эксергии наименьшие. Для приводной установки наиболее важно преобразование тепловой энергии потока в механическую энергию, необходимую для привода агрегата. Наиболее эффективно преобразование тепловой энергии в механическую работу, когда мы имеем максимальную работоспособность рабочего тела и наименьшие потери эксергии. Нанося на графическую зависимость точки, соответствующие паспортным данным (см. табл. 1) приводных ГТД, мы видим, что для установок НК-12, НК-16 параметры цикла (степень повышения давления π_K^* и температура газа перед турбиной T_G^*) находятся на зависимости, соответствующей максимальному значению эксергетического КПД, для двигателей НК-14СТ, MS-5002 точки смещены к линии максимальной удельной мощности, а для двигателей АЛ-31СТ, НК-38СТ – к линии максимального эффективного КПД.

Характеристики агрегатов НК-12СТ, НК-16СТ, расположенные на зависимости $\pi_{K\ opt}^{\eta э} = f\left(\frac{T_G^*}{T_H^*}\right)$, предпочтительны перед характеристиками других агрегатов, расположенными выше или ниже этой кривой (для заданных климатических условий с температурой окружающей среды $T_H = 15\ ^\circ\text{C}$). Все точки, расположен-

ные выше зависимости $\pi_{K\ opt}^{\eta_{\varepsilon}} = f\left(\frac{T_G^*}{T_H^*}\right)$, соответствуют ГТУ, у которых удель-

ная эксергия процесса сжатия слишком велика по сравнению с общей эксергией ГТУ. Это установки с высокими параметрами цикла (НК-38СТ, АЛ-31СТ). Для этих установок происходит перераспределение эксергии, получаемой в процессе расширения в турбине: одна часть эксергии идет на сжатие рабочего тела в компрессоре, вторая часть – на полезную работу. С увеличением π_K^* удельная эксергия $\mathcal{E}_K$, затраченная на работу сжатия в компрессоре, и удельная эксергия $\mathcal{E}_e$, преобразованная в механическую работу двигателя, возрастают, причем эксергия $\mathcal{E}_K$ растет в большей степени. Таким образом, перераспределяется эксергетический потенциал рабочего тела и компрессор оказывается «переразмерен» для приводного ГТД.

Как показывают результаты исследований, стремление повысить π_K^* и $\frac{T_G^*}{T_H^*}$ требует гораздо большего повышения мощности осевого компрессора по сравнению с результирующим ростом эффективной мощности и эффективного КПД ГТД в целом. Задаваясь при проектировании высокими значениями π_K^* и $\frac{T_G^*}{T_H^*}$, получаем значительное увеличение энергетической эффективности ГТУ, но при этом увеличивается и разница $\pi_{K\ opt}^l \ll \pi_{K\ opt}^{\eta_{\varepsilon}}$, и, соответственно, диапазон выбора параметров цикла (π_K^* и $\frac{T_G^*}{T_H^*}$). В связи с этим предлагается проводить оптимизацию цикла по максимуму эксергетического КПД, при котором полезная эксергия цикла максимально преобразуется в механическую работу на валу, а потери эксергии минимальны. Задаваясь среднегодовой температурой окружающей среды, соответствующей данным климатическим условиям региона эксплуатации, строим зависимость $\pi_{K\ opt}^{\eta_{\varepsilon}} = f\left(\frac{T_G}{T_H}\right)$ и подбираем тот приводной ГТД, паспортные данные которого (степень повышения давления π_K^* и температура газа перед турбиной T_G^*) будут определять положение рабочей точки, приближенное к линии максимального эксергетического КПД. Так, эксергетический КПД можно использовать как оценочный параметр при проектировании новых приводов или выбирать из базы существующих двигателей для конкретных климатических условий.

На основе энергетического и эксергетического методов исследования с помощью разработанного алгоритма рассчитаны эффективный и эксергетический КПД реально существующих газотурбинных установок, определена область оптимальных параметров газотурбинного двигателя, использующегося в качестве привода для конкретных условий эксплуатации. Дополнение энергетического метода эксергетическим позволит оценить энергетические ресурсы ГТУ с учетом параметров окружающей среды. Подобная оценка актуальна в связи с необходимостью учета различных среднегодовых температур местностей, где эксплуатируются ГТД, и критериев ресурсо- и энергосберегающей технологий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Михеенков Е.Л., Бирюк В.В., Орлов М.Ю. и др. Проведение термодинамических расчетов с учетом переменности свойств рабочего тела // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. Специальный выпуск. – 2008. – С. 59–66.
2. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В. и др. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения. – Самара: Самарский научный центр Российской академии наук, 2004. – 266 с.
3. Гулина С.А., Орлов М.Ю. Упрощение термодинамических расчетов тепловых машин путем использования модели идеальных газов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (часть 3). – С. 28–34.
4. Жаров Г.Г., Венцюлис Л.С. Судовые высокотемпературные газотурбинные установки. – Л.: Судостроение, 1973. – 359 с.
5. Дорофеев В.М., Маслов В.Г., Первышин Н.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
6. Пиралишвили Ш.А., Каляева Н.А., Веретенников С.В. Термодинамика. Технические приложения. – Рыбинск: РГАТА, 2008. – 230 с.

Статья поступила в редакцию 24 декабря 2014 г.

OPTIMIZATION OF LOOP VARIABLES OF DRIVING GAS-TURBINE ENGINES

S.A. Gulina¹, I.Y. Goryunova²

¹ Samara State Technical University
244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

²Ural Federal State Technical University
19, Mira st., Yekaterinburg, 620000, Russian Federation

The following paper deals with the idea of combining the power method and the exergy method of determination of efficiency parameters of the gas-turbine engine (GTE) power system. Addition of the power method to the exergy method allows to estimate energy resources of GTE with consideration of environmental parameters. On the basis of the power method and the exergy method of research and by means of the developed algorithm effective and exergy efficiency of actual gas-turbine units are calculated and the area of optimum parameters of the gas-turbine engine used as the drive for specific conditions of operation is defined.

Keywords: *gas turbine drive, gas transmittal unit, natural gas, the calculation model, the thermodynamic analysis, the cycle work, exergy.*

*Svetlana A. Gulina (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.
Irina Y. Goryunova (Ph.D. (Techn.)), Associate Professor.*